

Projet Industriel de fin d'études

Présenté

Pour l'obtention du titre :

Ingénieur d'Etat Arts et Métiers

Par :

Kaoukaji Anass

Jannane Abdessamad

Titre :

« Etude des causes de fissuration des ventilateurs
d'assainissement de JFC V et proposition
des contre-mesures »

Jury :

- M. S. ETTAQI.....Président (ENSAM Meknès)
- M. M. EL JAYExamineur (ENSAM Meknès)
- M. M. ASSOUGRapporteur (ENSAM Meknès)
- M. A. LAAZIZI.....Encadrant du projet (ENSAM Meknès)
- M. M. EL BAGHATIParrain industriel (JFC V)

Année universitaire : 2014/2015

PFE N°.....

Remerciements

Au titre de ce travail, nous tenons à présenter notre reconnaissance et nos sincères remerciements à notre parrain industriel à Jorf Fertilizers Company V M. Mohammed Amine El Baghati, ainsi que notre encadrant académique à l'Ecole Nationale Supérieure d'Arts et Métiers de Meknès M. Abdellah Laâzizi pour le temps qu'ils ont bien voulu nous consacrer, leurs précieuses directives et leur support durant ce projet.

Nous tenons à remercier la direction de l'OCP et la direction de sa filiale JFC V de bien vouloir accepter de nous accueillir en stage au sein de leur organisme.

Nos remerciements s'étalent aussi à :

- M. A.Farouk, les membres du secrétariat technique, les opérateurs de la salle de commande et de contrôle du process des engrais, ainsi que M. El Faqir, chef du service de production ;
- M. Laichaoui maître du service de maintenance ;
- M. El Khomssi, chef du service de bureau de méthodes et tous gens du même service ;
- Les gens du service d'approvisionnement.

Nous tenons aussi à présenter notre sincère reconnaissance à toute autre personne ayant contribué directement ou indirectement au succès de ce travail. Sans oublier bien sûr nos familles qui sont eux, ce travail n'aurait pas vu le jour.

Résumé

Les ventilateurs constituent un chaînon d'une importance capitale dans la majorité des sites de production des produits commercialisés. Leur défaillance peut causer l'arrêt de toute la ligne de production et par conséquent des pertes considérables de production surtout que le temps nécessaire à leur maintenance et le coût de maintenance ne sont surtout pas négligeables.

Le groupe OCP et sa filiale Jorf Fertilizers Company V (JFC V) utilisent plusieurs types de ventilateurs centrifuges dans le processus de production des acides et des engrais surtout pour l'assainissement des lignes de production. Certains types de ces ventilateurs se détériorent prématurément d'une manière inattendue : des fissures apparaissent sur les roues de ces ventilateurs entraînant une augmentation du niveau des vibrations et arrivant en fin de compte à la rupture fragile de certains composants. Notre travail dans ce projet consiste à étudier les causes de fissuration de ces ventilateurs d'assainissement et à proposer des solutions et des contre-mesures pour remédier à ce problème.

Dans ce projet, nous avons utilisé la méthode RDP (Résolution Des Problèmes) pour aboutir aux résultats désirés. Durant l'enchaînement de la méthode, nous avons relevé, dans un premier temps, un inventaire des causes possibles de fissuration et nous avons procédé par élimination suivant plusieurs critères pour ne laisser que les causes les plus significatives. Nous avons jugé quatre parmi les causes relevées comme étant les plus considérables et nous avons ensuite procédé à l'étude de ces causes une par une pour bien comprendre l'apport de chaque cause dans l'effet global. Cette analyse des causes nous a permis de proposer des solutions relatives à chaque cause dans un ensemble de 5 solutions se divisant en 3 catégories :

- Des solutions d'amélioration de la conception et ainsi de la résistance de la roue des ventilateurs ;
- Des solutions préventives (en amont) empêchant l'existence de certaines causes de défaillance ;
- Des solutions correctives (en aval) pour prolonger davantage la durée de vie.

Nous avons étudié et dimensionné ces solutions, et nous avons présenté une analyse économique et de faisabilité des solutions nécessitant ces mesures.

L'objectif principal que nous avons visé en premier temps, en concertation avec les parties prenantes, était d'augmenter la durée de vie des ventilateurs d'assainissement de 50% vis-à-vis des causes de défaillances présentes. Toutefois, certaines solutions que nous avons proposées éradiquent une partie des causes de défaillance, certaines d'autres dépassent de loin cet objectif (théoriquement) arrivant à une augmentation jusqu'à 380% de la durée de vie originale par exemple dans le cas de la tenue à la fatigue.

Mots clés : Ventilateurs, vibration, fatigue, corrosion.

Abstract

Centrifugal fans are of crucial importance in most production sites of nowadays commercial products. Their failure can cause the ceasing of production along the entire production line which leads most often to tremendous production losses especially since they require a non-negligible amount of time for their maintenance.

Jorf Fertilizers Company V, a renowned subsidiary of the OCP group, uses many types of centrifugal fans in the process production of fertilizers. Certain types of those fans exhibit an unusual behavior: after only one year of duty, cracks are spotted within the C07 and C08 centrifugal fans. These cracks tend to propagate rather quickly leading to accentuation of vibration and thus causing the fans to fail prematurely. The objective of this project is, first, to study the creation and the propagation of cracks within the rotors of the exhaust fans at JFC V, to find out the major causes of the phenomenon and to provide practical solutions relatively to the pre-found causes.

We use the RDP method in order to approach the subject. First, we try to list all potential causes of failure related to centrifugal fans in question, then we proceed by process of elimination to establish the main causes of failure. After the analysis, we judged four causes to be the most significant and tried to study the effect of each one of them on the process of cracks formation and propagation. These studies allowed us to properly understand the phenomenon of cracks formation and to establish the right solutions and counter-measures. We propose 5 solutions that are relevant to three categories: solutions related to the fans themselves, solutions related to the protection of the fans from certain causes of failure, and other corrective solutions after cracks formation to prolong the life of these types of fans. We have studied the feasibility of these solutions, dimensioned some of them and proposed ways of implementing them with least possible cost.

The main objective of the project was first to prolong the duty of these fans by 50% relatively to the existing causes. However some of the solutions that we provided can eradicate certain causes of failure which will yield great increase in life time, other solutions yield theoretically an increase in duty time up to 380% in the case of fatigue failure.

Keywords: Centrifugal fans, fatigue, corrosion, vibration.

ملخص :

إن لمراوح الصرف أهمية بالغة في مختلف مواقع إنتاج المنتجات المسوقة. تكتسب هذه الأهمية من خلال كثرة استخدامها من أجل التهوية أو من أجل ضمان تدفق محدد من مائع معين (من الهواء أو غيره مثلا). نظرا لأهميتها ، يُعد فشل المراوح مشكلة قد تتسبب في غالب الأحيان في توقف الإنتاج على طول الخط مما يؤدي إلى خسائر هائلة لاسيما أن صيانتها قد تتطلب زمنا لا يستهان به.

شركة صناعة الأسمدة Jorf Fertilizers Company V تستعمل أنواعا متعددة من مراوح الصرف في عملية إنتاج الأسمدة منها مراوح ذات قدرة و تكلفة عاليتين. تُظهر بعض تلك المراوح تصرفا غير عادي : بعد عام واحد من بداية عملها، بدأت تظهر بها تصدعات و شقوق تتمدد مع الزمن ، لتؤدي إلى استفحال الاهتزاز الصادر عن المروحة و بالتالي إلى تدهور حالتها مع مرور الزمن حتى تُعد غير قادرة على العمل. الهدف من هذا المشروع هو دراسة كيفية تكون هذه الشقوق و كيفية انتشارها من أجل التعرف على الأسباب الرئيسية المسؤولة عن ظاهرة تكون التصدعات ، و من أجل تقديم حلول عملية للحد من الظاهرة و بذلك زيادة مدة عمل هذه المراوح و التقليل من تدخلات صيانتها.

خلال عملنا في هذا المشروع ، نستخدم طريقة RDP ، وهي طريقة لحل المشاكل تم اعتمادها من طرف المكتب الشريف للفوسفات من خلال برنامج : "إقلاع". اعتمادا على هذه الطريقة ، سنقوم بسرد مختلف الأسباب المحتملة لتكوّن التصدعات بالمراوح ، ثم نطلق بعد تحليل تلك الأسباب بعملية إستبعاد مستدرجة لكي نترك الأسباب الرئيسية فقط المسؤولة عن ظاهرة التصدع. بعد التحليل استطعنا تحديد أربعة أسباب رئيسية و قمنا بدراسة تلك الأسباب لمعرفة تأثير كل منها على تكون و انتشار التصدعات. سمحت لنا هذه الدراسات تكوين فهم دقيق للظاهرة و أساس متين عليه نَعتمدُ لاقتراح حلول عملية و ناجعة. لقد قمنا بدراسة جدوى بعض تلك الحلول و قدمنا سبلا لتنفيذها بأقل تكلفة ممكنة.

خلال تطبيق طريقة RDP ، قمنا بوضع هدف أولي للمشروع ، نهدف من خلاله إلى تمديد عمر المراوح بخمسين بالمائة (50%) نسبة إلى أسباب التصدع التي قمنا بتحديدنا ، غير أننا استطعنا نظريا إزالة بعض أسباب التصدع مما ينجم عنه زيادة مهمة لعمر المراوح و قمنا بتقديم حلول من أجل تمديد عمرها بما يناهز ثمانين و ثلاث مائة بالمائة (380%) نسبة إلى الفشل الناجم عن تعب المواد المكونة للدوّار.

الكلمات المفتاحية : مراوح الصرف المركزي ، اهتزازات ، تآكل و حث المواد.

Table des matières

Introduction générale.....	1
Chapitre 1 : Contexte de travail	
Introduction.....	4
I.Présentation de l'organisme d'accueil	4
I.1. Généralités sur L'OCP	4
I.2. Produits de l'OCP.....	6
I.3. Filiales et joint-ventures de l'OCP.....	7
I.3.1. Filiales principales de l'OCP.....	7
I.3.2. Joint-ventures.....	7
I.4. Jorf Fertilizers Company V.....	9
II. Problématique et méthodologie de travail.....	9
II.1. Problématique	9
II.1.1. Enoncé du problème	9
II.1.2. Cahier des charges :.....	10
II.2. Méthodologie de de travail : Résolution Des Problèmes.....	11
II.2.1. Présentation générale.....	11
II.2.2. Description des outils de la méthode RDP	11
Conclusion.....	12
Chapitre 2 : La méthode RDP	
Introduction.....	14
I. Application de méthode RDP.....	14
I.1. Etape 1 : Identification du phénomène (3G).....	14
I.1.1. Outil QQQQCCP.....	15
I.1.2. Application de l'outil QQQQCCP	15
I.2. Etape 2 : comprendre le fonctionnement normal du système	16

I.2.1. Description du processus	16
I.2.2. Les ventilateurs C07/C08	22
I.3. Etape 3 : Fixation des objectifs	31
I.4. Etape 4 : Analyse des causes racines	32
Conclusion.....	40
Chapitre 3 : Etude des causes racines	
Introduction.....	42
I. Rupture par fatigue.....	42
I.1. La fatigue des matériaux.....	42
I.2. La fatigue dans les joints soudés	43
II. La vibration des machines industrielles	44
II.1. Maintenance vibratoire	44
II.2. Les vibrations sur les ventilateurs	46
II.2.1. Etude des causes de vibrations des ventilateurs C08.....	47
III. Fonctionnement hors les paramètres constructeur	49
III.1. Pression, débit et courbes caractéristiques des ventilateurs C08	49
III.1.1. Les pressions dans les ventilateurs	49
III.1.2. Courbe caractéristique $P = f(Q)$	50
III.1.3. Température	52
III.2. Fonctionnement anormal	53
IV. Corrosion.....	54
IV.1. La corrosion des matériaux	54
IV.2. Paramètres influents la corrosion	54
IV.3. Les types de corrosion.....	55
IV.3.1. Corrosion sous contrainte	55
IV.3.2. Corrosion intergranulaire.....	56
IV.4. Etude des causes de corrosion	56
IV.4.1. Matériau : acier inoxydable	56

IV.4.2. Milieu.....	58
V. Défauts de soudage :.....	61
V.1. Les assemblages soudés.....	61
V.1.1. Défauts de soudures :	61
Chapitre 4 : Modélisation et vérification de la résistance	
Introduction.....	67
I. Modélisation de la roue.....	67
I.1. Dessin d'ensemble du ventilateur	67
I.2. Dessin de définition de la roue	68
II. Vérification du comportement statique.....	69
II.1. Etude du comportement statique.....	69
II.2. La méthode des éléments finis appliquée aux structures mécaniques	69
II.3. Application de la méthode des éléments finis à la roue des ventilateurs	70
II.4. Critiques et remarques.....	73
III. Etude du comportement dynamique vibratoire	74
III.1. Modélisation des efforts du balourd.....	74
IV. Estimation de la durée de vie par simulation numérique	75
IV.1. Modélisation du calcul de fatigue	75
IV.2. Introduction du logiciel NCode Design life.....	76
IV.3. Simulation par NCode Design life et présentation des résultats	77
Conclusion.....	79
Chapitre 5: Proposition des solutions et contre-mesures	
Introduction.....	81
I. Proposition, étude et dimensionnement des solutions.....	81
I.1. Proposition d'une nouvelle conception : bride de transmission avec des boulons.....	81
I.2. Amélioration de la résistance de la roue : ajout de raidisseurs entre la roue et le moyeu	82
I.3. Solutions relatives aux paramètres de fonctionnement	90

I.3.1. Clapet commandé par un ressort	91
I.3.2. Variateur de vitesse + capteur de pression	95
I.4. L'équilibrage de la roue du ventilateur.....	99
I.5. Solutions relatives à la corrosion.....	104
Conclusion.....	108
Conclusion générale.....	109
Bibliographie.....	110
Annexes	111

Liste des figures

Figure 1: Parts du groupe OCP dans les importations de la région en phosphates	5
Figure 2: exemple de rupture dans le rotor du ventilateur C08.....	10
Figure 3 : étapes de la méthode RDP.....	14
Figure 4 : formule chimique du DAP	16
Figure 5 : DAP sous forme de grains	17
Figure 6 : formule chimique du MAP.....	17
Figure 7 : MAP sous forme de grains.....	17
Figure 8: TSP sous forme de grains	18
Figure 9: boucle de fabrication des engrais.....	21
Figure 10: courbe caractéristique des ventilateurs centrifuges.....	23
Figure 11: triangles des vitesses à l'entrée.....	24
Figure 12: effet des pertes sur la caractéristique pression/débit des ventilateurs centrifuges	25
Figure 13: modélisation simplifiée des ventilateurs d'assainissement.....	26
Figure 14: chemin d'aspiration des ventilateurs C07	26
Figure 15: circuit d'aspiration et de refoulement des ventilateurs C08.....	27
Figure 16 : représentation en coupe d'un quart de la roue centrifuge.....	29
Figure 17 : composants de la roue centrifuge.....	29
Figure 18 : diagramme Ishikawa (4M), rupture par fatigue.....	32
Figure 19: diagramme Ishikawa (4M), corrosion	33
Figure 20: diagramme Ishikawa (4M), paramètres de fonctionnement	33
Figure 21: arbre des causes, rupture par fatigue	34
Figure 22: arbre des causes, fonctionnement hors les paramètres constructeur.....	35
Figure 23: arbre des causes, corrosion.....	36
Figure 24: arbre des causes, défauts de soudage	37
Figure 25: amorçage et propagation d'une fissure dans un joint soudé.....	43
Figure 26: état de surface de la soudure entre le moyeu et la roue centrifuge (307/C08).....	44
Figure 27: Courbe de tendance du niveau global.....	45
Figure 28: seuils d'admission selon la norme ISO 2372.....	46
Figure 29: emplacement des capteurs de mesure des vibrations dans les ventilateurs C08	47
Figure 30: signal original (à gauche) et sa FFT dans le domaine fréquentiel (à droite)	48
Figure 31: spectre vibratoire de la vitesse (RMS) en fonction de la fréquence	49
Figure 32: caractéristiques et points de fonctionnement des ventilateurs C07 et C08.	51
Figure 33: mesure de la température à l'amont du ventilateur C08.....	52
Figure 34: graphe de la valeur efficace de la vitesse de vibration en fonction du temps.....	53

Figure 35: facteurs influençant la corrosion	55
Figure 36: microfissure due à la corrosion sous contrainte	55
Figure 37: corrosion intergranulaire	56
Figure 38: effet de l'acide chlorhydrique sur le potentiel et le courant de corrosion	60
Figure 39: schéma des zones soudées avec les contrôles et les préparations correspondants.....	64
Figure 40: types de préparation pour les soudures	64
Figure 41: traitement thermique après soudage, palier 1h à 590°C.	65
Figure 42: dessin d'ensemble simplifié du ventilateur centrifuge.....	67
Figure 43: modélisation de la roue avec rendu en haut et dessin d'un quart de la roue en bas.....	68
Figure 44: modèle simplifié pour la MEF	71
Figure 45: maillage de la roue centrifuge	72
Figure 46: Workflow de l'analyse statique linéaire de la roue centrifuge sur ANSYS Workbench.....	73
Figure 47: évolution de la contrainte équivalente (Von Mises) dans la roue.....	73
Figure 48: représentation temporelle du signal d'excitation dynamique du balourd.....	75
Figure 49: nCodeDesignlife workflow.....	77
Figure 50: résultats de l'analyse de la fatigue sur la roue centrifuge	78
Figure 51: transmission de puissance par une bride, clavettes et boulons	82
Figure 52: mouvement aérodynamique du fluide sur le cône de la bride vers les pales de la roue	83
Figure 53: dessin de définition de la bride de transmission	84
Figure 54: la roue après préparation	86
Figure 55: vue éclatée de l'assemblage par bride de serrage	86
Figure 56: raidisseurs entre le moyeu et la roue centrifuge	87
Figure 57: effet des raidisseurs sur l'augmentation de la résistance de la roue contre le cisaillement....	88
Figure 58: dessin de définition d'un raidisseur.....	88
Figure 59: champ de la contrainte équivalente (Von Mises).....	89
Figure 60: champ de la répartition de la durée de vie sur nCode Designlife.....	90
Figure 61: conception d'un régulateur mécanique de la dépression à l'amont du ventilateur	91
Figure 62: Etat bloqué du régulateur de la dépression à l'amont du ventilateur	92
Figure 63: Etat ouvert du régulateur de la dépression	92
Figure 64: conception du corps du régulateur de pression	93
Figure 65: conception du piston.....	94
Figure 66: conception du ressort	94
Figure 67: croix de suspension.....	95
Figure 68: schéma simplifié du fonctionnement d'un variateur de vitesse	96
Figure 69: schéma typique d'un régulateur PID en boucle fermée.....	97
Figure 70: réponse indicielle du système en fonction du temps.....	98
Figure 71: centre de masse d'un rotor avec et sans balourd	99

Figure 72: balourd statique.....	100
Figure 73: Couple de balourd.....	100
Figure 74: balourd dynamique	101
Figure 75: subdivision du rotor	102
Figure 76: diagramme Kiviat, comparaisons des solutions du problème de rupture par fatigue.....	106
Figure 77: comparaison entre les solutions du problème d'augmentation de la dépression.....	107

Liste des tableaux

Tableau 1 : filiales principales du groupe OCP.....	7
Tableau 2: joint-ventures de l'OCP à l'étranger.....	8
Tableau 3: joint-ventures de l'OCP au Maroc.....	8
Tableau 4: application de l'outil QQQQCP à la problématique de fissuration.....	15
Tableau 5: certaines caractéristiques des ventilateurs C08, manuel constructeur, Howden	27
Tableau 6: valeurs des paramètres de fonctionnement, manuel constructeur, Howden.....	28
Tableau 7 : éléments des ventilateurs d'assainissement C08.....	28
Tableau 8 : notation de la fréquence.....	30
Tableau 9: notation de la gravité	30
Tableau 10: notation de la détectabilité.....	30
Tableau 11: classement des éléments des ventilateurs C08 selon leur criticité.....	31
Tableau 12 : causes non retenues, rupture par fatigue.....	38
Tableau 13: justification de cause non retenue	39
Tableau 14: valeurs de pression, débit et puissance à l'arbre des ventilateurs C08.	52
Tableau 15: composition chimique des aciers inoxydables communs.....	57
Tableau 16: analyse du liquide de lavage du ventilateur C08.....	59
Tableau 17: propriétés du matériau utilisé dans le calcul numérique	71

Glossaire des sigles et acronymes

A

AISI : American Iron and Steel Institute

AMDEC : Analyse des Modes de défaillances de leur Effets et leur Criticité

B

BLP : Bone Phosphate of Lime

BSFT : Black Sea Fertilizers Trading company

C

CAO : Conception Assistée par Ordinateur

D

DAP : Di Ammonium Phosphate

E

EMAPHOS : Euro Maroc Phosphore S.A.

F

FFT : Fast Fourier Transformation

FTP : Fan Total Pressure

FVP : Fan Velocity Pressure

FSP : Fan Static Pressure

G

GMIP : Génie des Matériaux et Ingénierie des Procédés

5G : Gemba, Gembutsu, Genjitsu, Genri, G

I

ISO : International Organisation for Standardization

IMACID : Indo Maroc Phosphore S.A

J

JFC V : Jorf Fertilizers Company V

JESA : Jacobs Engineering S.A.

M

MAP : Mono Ammonium Phosphate

MEF : Méthode des Eléments Finis

N

NF : Norme Française

NPK : engrais ternaire constitué de l'azote (N), phosphate (P) et potassium (K)

O

OCP : Office Chérifien des Phosphates

P

PID : Proportionnel Intégral Dérivé

PMP : Pakistan Maroc Phosphore

PDCA : Plan, Do, Check, Act

PPM : partie par million

Q

QQOQCCP : Quoi, Qui, Où, Quand, Combien, Comment, Pourquoi.

R

RDP : Résolution Des Problèmes

RMS : Root Mean Square

RM : Rapport Molaire

RTG : Réacteur Tubulaire Granulateur

S

S-N : Stress-Number of cycles

SOTREG : SOciété de Transport REGionaux

SADV : Société d'Aménagement et de Développement Vert

SMART : Spécifique, Mesurable, Accessible, Réaliste, Temporellement défini.

T

TSP : Triple Super Phosphate

Z

ZAT : Zone Affectée Thermiquement

ZMPL : Zuari Maroc Phosphore

Liste des symboles et abréviations

R_h : capteur radial horizontal

R_v : capteur radial vertical

A_x : capteur axial

w : Pulsation (vitesse angulaire rad/s)

M : masse (Kg)

R : rayon (m)

F : effort (N)

Φ : déphasage (rad)

F : Fréquence (Hz)

t : Période (s)

A : Amplitude (μm , mm/s, mm/s²)

N : Vitesse de rotation (tr/min)

P_t : Pression totale (Pa)

U : vitesse périphérique du fluide (m/s)

C_m : composante radiale de la vitesse du fluide (m/s)

β : angle des aubes

P_f : pression sur le haut de l'aube (Pa)

F_f : résistance de cisaillement sur la partie supérieure de l'aube (MPa)

C : vitesse absolue du fluide (m/s)

W : vitesse relative du fluide par rapport à l'aube (m/s)

C_u : composante périphérique de la vitesse du fluide (m/s)

P_b : pression sur la partie inférieure de l'aube (Pa)

F_b : résistance de cisaillement sur le bas de l'aube (MPa)

$[K]$: matrice de rigidité

$\{D\}$: vecteur de déplacement des nœuds

$\{F\}$: vecteur des forces nodales

$\{U\}$: vecteur du champ de déplacement

$\{N\}$: vecteur des composantes des fonctions de forme des éléments finis

D_v : entraxe (mm)

L_k : épaisseur de la pièce à serrer (mm)

D_e : diamètre de sous tête (mm)

F_0 : précharge (N)

$\tan(\varphi)$: coefficient de frottement

F_e : effort de traction (N)

T_e : effort de cisaillement (N)
 R_e : Résistance élastique (MPa)
 R_m : résistance mécanique (MPa)
 σ : contrainte de traction (MPa)
 τ : contrainte de cisaillement (MPa)
 A_s : section utile du filetage (mm^2)
 C : couple (N.mm)
 D_{eq} : diamètre équivalent (mm)
 Q : débit (m^3/s)
 K : gain statique
 T : constante de temps
 τ_0 : retard
 E : amplitude de l'excitation du système
 F : Fréquence
 G : Gravité
 D : détectabilité
mmCE : millimètre Coulant d'Eau
 P : phosphore
 N : azote
 O : oxygène
 Ca : calcium
 H : hydrogène

Introduction générale

A nos jours, la concurrence impose une compétition à tous les niveaux. Une entreprise qui vise une bonne rentabilité doit forcément remettre continuellement en question la manière avec laquelle elle conduit ses travaux ou ses services pour des fins d'amélioration continue. C'est un cycle qui se répète plusieurs fois dans le dessein de diminuer les coûts et augmenter le prix de revient afin de rester compétitif. Quand on parle des coûts, les coûts de maintenance y figurent et sont toujours prépondérants. Au groupe OCP, les coûts de la maintenance sont astronomiques suite à la grandeur et aux coûts des installations originales. C'est pour cela que les responsables de la maintenance essayent de leurs mieux de fiabiliser leurs chaînes de production afin de prolonger la durée de vie de ses composants, surtout qu'une panne ou une défaillance ne concerne pas, en général, l'élément en question seul. Elle peut arrêter toute une ligne de production et à côté du coût de la maintenance des équipements s'ajoute le coût de la production perdue qui peut nuire dans certains cas aux objectifs de l'entreprise.

Les ventilateurs d'assainissement sont des équipements capitaux dans les lignes de production de JFC V, elles sont présentes dans les des deux lignes de production 306 et 307, deux ventilateurs (un C07 et un C08) pour chaque ligne de production. Une multitude de ventilateurs sont présents dans les lignes qui ont d'autres rôles que l'assainissement. Les ventilateurs fonctionnent quasiment tout le temps, sauf pour la période de maintenance planifiée une fois par semaine. Dans leur fonctionnement, les ventilateurs d'assainissement aspirent une masse de gaz et de poussière d'engrais depuis plusieurs points des lignes de production (réacteur, granulateur, élévateurs, convoyeurs) pour les refouler dans les étapes suivantes de lavage pour la récupération de certains composants d'un côté, et pour diminuer le pourcentage de certains éléments nocifs pour l'environnement (tel l'ammoniac) pour qu'ils soient dans les mesures acceptées par les normes relatives au respect de l'environnement.

Les ventilateurs d'assainissement sont des machines de grande puissance et par conséquent coûtent très cher. Les ventilateurs C08 par exemple ont coûté, eux seuls, à JFC V à peu près 4 million de dirhams chacune. Leur durée d'amortissement est de 10 ans. Cependant, après seulement un an de fonctionnement, ils présentent des anomalies de fonctionnement : l'apparition des fissures sur la roue des ventilateurs qui se propagent au fur et à mesure et causent la rupture de certains éléments des ventilateurs.

Le projet courant a pour objectif l'étude des causes de ces fissurations et la proposition des solutions et contre-mesures. Pour cela, nous avons choisi d'utiliser la méthode RDP pour aboutir aux résultats souhaités.

Nous présentons notre travail dans ce rapport sous 5 chapitres :

- Chapitre 1 : présente le contexte de travail, en l'occurrence, l'organisme d'accueil d'un côté, ses activités, ses filiales et joint-ventures, et la présentation de la problématique du projet d'un autre côté. Ainsi que les objectifs du projet et la méthodologie que nous suivons au long de ce travail.
- Chapitre 2 : présente l'application de la méthode RDP pour la problématique des ventilateurs. pour ce faire, nous suivons les 4 premières étapes relatives à la RDP qui sont :
 - Étape 1 : Identification du phénomène (fissuration) en évaluant le contexte.
 - Étape 2 : compréhension du fonctionnement normal du système en présentant les ventilateurs avec leurs composants et une analyse AMDEC pour le relevé de la criticité des modes de défaillances et le choix parmi les modes de défaillances de ceux les plus critiques.
 - Étape 3 : fixation des objectifs du projet. Dans cette partie nous fixons un objectif avec les parties prenantes du projet.
 - Étape 4 : analyse des causes racines. Dans cette partie, nous procédons à l'établissement d'un inventaire des causes de fissuration et par procédé d'élimination selon plusieurs critères, nous retenons 4 causes jugées les plus critiques. Ensuite, nous établissons l'arbre des causes pour chacune des causes majeures pour arriver aux causes racines.

Les autres étapes de la RDP sont présentées dans les autres chapitres au fur et à mesure.

- Chapitre 3 : étude des causes de fissuration. Dans ce chapitre nous essayons d'étudier chaque cause à part pour voir l'apport de chaque cause sur l'effet qui est la fissuration.
- Chapitre 4 : modélisation et vérification de la résistance. Dans ce chapitre, nous modélisons de façon simplifiée les ventilateurs C08, ainsi que leur roue centrifuge (turbine détaillée) et nous faisons des analyses statiques sur des logiciels de calcul par éléments finis pour vérifier l'état des contraintes dans les roues des ventilateurs et vérifier ainsi leur résistance aux pressions et aux efforts statiques et dynamiques.
- Chapitre 5 : proposition des solutions et contre-mesures. Dans ce chapitre, nous détaillons les solutions proposées avec des études de faisabilité et des études économiques quand c'est nécessaire. Ces solutions sont présentées sous 3 catégories : des solutions d'amélioration de la conception, des solutions préventives et d'autres correctives.

Chapitre 1

Contexte de travail

Introduction

Ce chapitre constitue une exposition du contexte général du travail ainsi que le sujet et les objectifs de ce projet de fin d'études.

Nous commençons tout d'abord par une présentation de L'Office Chérifien des Phosphates comme étant l'organisme d'accueil, suivi par une présentation de sa filiale Jorf Fertilizers Company V, après nous présentons une description du sujet de notre projet de fin d'études et nous exposons la méthodologie de travail : méthode RDP que nous adoptons pour aboutir aux objectifs visés par le projet.

I. Présentation de l'organisme d'accueil

I.1. Généralités sur L'OCP

L'Office Chérifien des Phosphates est une société anonyme fondée le 7 août 1920. Le groupe est l'un des principaux exportateurs du phosphate brut, d'acide phosphorique et des engrais phosphatés dans le monde¹.

L'OCP est le monopole confié tous les droits de la recherche et de l'exploitation des phosphates au Royaume, ses activités se sont développées au fur et à mesure, en démarrant en premier temps par la simple activité d'extraction du minerai de phosphate, commencée le 1^{er} mars 1921 avec l'ouverture de la première mine de Boujniba dans le gisement de Khouribga, gisement de phosphate le plus riche du monde². L'extraction s'est étalée à d'autres régions comme Youssoufia, Boucrâa et Ben guerir. La deuxième phase de développement consistait en la valorisation des phosphates et la production et l'exportation des produits dérivés notamment l'acide phosphorique (1998) et les engrais & fertilisants. Vu son élargissement et la diversité de ces activités, l'OCP est devenu Groupe OCP dès 1975.

Il est à noter que le phosphore marocain contient, selon les zones d'extraction, une teneur allant jusqu'à 75% en phosphate tricalcique appelé encore BPL (Bone Phosphate of Lime), qui a une importance particulière en le comparant avec les autres types de phosphates. Cette teneur a renforcé d'avantage la place de l'OCP entre les plus grands exportateurs au niveau international, sachant que le Maroc détient environ $\frac{3}{4}$ des réserves mondiales connues de phosphates.

¹ Rapport annuel, OCP 2012

² Chapitre 2, Site de la FAO (Food and Agriculture Organization of the UN)

Dans le cadre de son expansion et la diversification de ses activités, l'OCP a mis en service plusieurs centres de transformation du phosphate naturel, commençant par Maroc Chimie I (1965) et Maroc Chimie II (1976) à Safi et Maroc Phosphore III et IV (1986) à Jorf Lasfar, ainsi que 4 ports phosphatiers pour l'exportation implantés à Safi (468 bateaux), Jorf Lasfar (300 bateaux), Casablanca (280 bateaux) et Laâyoune (50 bateaux).

En tant qu'exportateur, l'OCP oriente 95% de sa production (38% phosphates, 43% acide phosphorique, 12% engrais) vers les marchés internationaux, réalisant ainsi un chiffre d'affaires de 46 milliards de dirhams³.

Les clients de l'OCP sont nombreux, dont les principaux sont l'Inde, les Etats-Unis, l'Espagne et le Mexique. L'OCP arrive à satisfaire le besoin en phosphates et ses dérivés de certaines régions jusqu'à 90% comme l'illustre la figure 1.

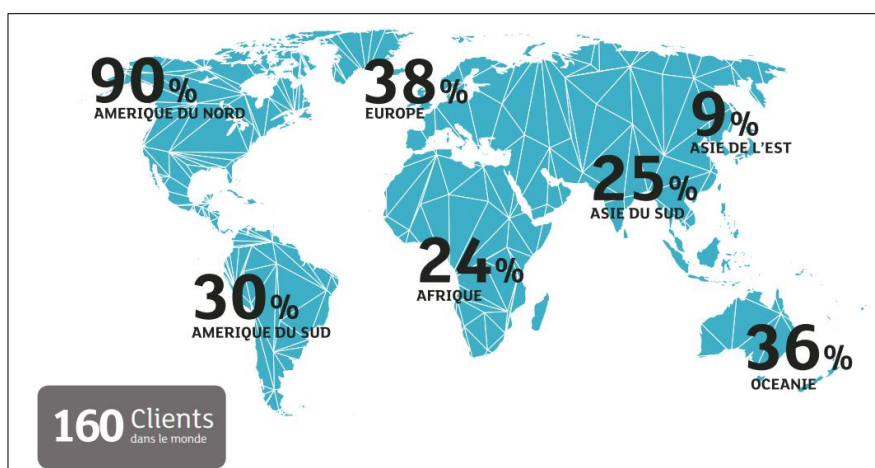


Figure 1: Parts du groupe OCP dans les importations de la région en phosphates sous toute ses formes, Rapport annuel OCP 2012

A côté de son importance économique, le groupe OCP joue un rôle primordial dans la promotion de l'environnement social via des projets sociaux comme le programme d'appui aux jeunes entrepreneurs « OCP Skills », dans lequel 76 entreprises ont été créées, le soutien de plus de 200 associations via le programme de renforcement des capacités des associations et la disposition des cours de « Soft Skills » à 36690 bénéficiaire d'OCP Skills en 2012.

³ Chiffres de 2013

L'OCP s'engage aussi à la gestion de l'environnement, par la valorisation des déchets à valeur énergétique et minérale (150 000 tonnes de déchets), la collection des papiers pour recyclage (50 tonnes), l'acquisition de panneaux solaires (nouvelle technologie flexible) pour les toitures des bâtiments de l'OCP (700m² de panneaux solaires), la réduction de l'empreinte carbone à travers le projet « Slurry Pipeline » (75% de réduction) et enfin le recyclage des eaux utilisées (85% des eaux utilisées recyclées)⁴.

I.2. Produits de l'OCP

L'OCP propose une large gamme de produits répondant à plusieurs besoins et permettant au groupe de faire face aux mutations du marché. Les produits proposés par l'OCP se classent en 3 catégories :

- Minerai de Phosphate, dont l'OCP est le premier exportateur mondial avec 33% de part de marché en 2012 avec 26,5 millions de tonnes exportés et livrés localement, et 9,4 millions de tonnes exportés.
- Acide phosphorique, dont l'OCP est le premier exportateur mondial avec 46% de parts de marché, sachant qu'une portion qui ne dépasse pas 33% de la production est exportée (1,1 millions de tonnes) et le reste est utilisé en interne dans la chaîne de production des engrais phosphatés⁵.
- Engrais phosphatés, avec une production de 4,5 millions de tonnes dont 4 millions sont exportés⁶. Ces engrais sont de 4 types :
 - MAP (Mono Ammonium Phosphate), engrais binaire composé de deux éléments fertilisants : le phosphate et l'azote.
 - DAP (Di Ammonium Phosphate), engrais binaire composé lui aussi de phosphate et d'azote mais avec des pourcentages de constituants différents que le premier. Il est à noter que cet engrais est le plus répandu et le plus utilisé actuellement.
 - TSP (Triple Super Phosphate), engrais composé entièrement de phosphates.
 - NPK, engrais ternaire composé de 3 éléments : azote (N), phosphate (P) et potassium (K).

^{4, 4, 5} Chiffres de 2012

I.3. Filiales et joint-ventures de l'OCP

Le groupe OCP comporte plusieurs filiales et joint-ventures au Maroc et à l'international.

I.3.1. Filiales principales de l'OCP

Ci-dessous un tableau contenant une liste des filiales principales de l'OCP :

Filiale	Secteur d'activité	Capital
PHOSBOUCRAÂ	Extraction et traitement de phosphate brut	100 000 000 MAD
JORF FERTILIZERS COMPANY I, II, III, IV, V	Production et commercialisation d'acide phosphorique, d'engrais phosphatés et azotés et d'autres produits dérivés	-
SOCIETE DE TRANSPORT REGIONAUX (SOTREG)	Transport du personnel	56 000 000 MAD
LEJOC ET CIE	Immobilier	31 202 720 MAD
OCP INNOVATION FUND FOR AGRICULTURE	Fonds d'investissement	50 000 000 MAD
SOCIETE D'AMENAGEMENT ET DE DEVELOPPEMENT VERT (SADV)	Aménagement et développement de projets urbains écologiques	165 000 000 MAD
OCP SERVICES	Facilities management, business et socioculturel	2 000 000 MAD
OCP INTERNATIONAL	Gestion des participations du Groupe OCP à l'international	23 000 000 MAD

Tableau 1 : filiales principales du groupe OCP

I.3.2. Joint-ventures

L'OCP a décidé de créer des joint-ventures avec des entreprises de renommée au niveau mondial.

I.3.2.1. Joint-ventures au niveau international

Les joint-ventures au niveau international sont présentées dans le tableau suivant :

Filiale	Secteur d'activité	Entreprises
BLACK SEA FERTILIZERS TRADING COMPANY (BSFT)	Négoce d'engrais dans la région de la Mer Noire, des Balkans et de l'Asie Centrale	OCP (70%) – Toros (leader des engrais phosphatés en Turquie)
PRAYON	Production et commercialisation d'acides phosphoriques purifiés, de sels de phosphate et de produits fluorés	OCP (50%) - Société Régionale d'Investissement de Wallonie (SRIW)
ZMPL (ZUARI MAROC PHOSPHORE)	Société d'investissement, créée pour la prise de participation dans le capital de la société indienne Paradeep Phosphates	OCP (50%) - Zuari Industries Limited

Tableau 2: joint-ventures de l'OCP à l'étranger

I.3.2.2. Joint-ventures au Maroc

Filiale	Secteur d'activité	Entreprises
JACOBS ENGINEERING S.A (JESA)	Ingénierie et gestion de projets industriels d'envergure	OCP (50%) - Jacobs Engineering
EURO MAROC PHOSPHORE S.A (EMAPHOS)	Production et commercialisation d'acide phosphorique purifié	OCP (33,3%) – Prayon
INDO MAROC PHOSPHORE S.A (IMACID)	Production et commercialisation d'acide phosphorique marchand	OCP (33,3%) - Chambal Fertilizers and Chemicals – Tata Chemicals
PAKISTAN MAROC PHOSPHORE (PMP)	Production et commercialisation d'acide phosphorique marchand	OCP (50%) – Fauji

Tableau 3: joint-ventures de l'OCP au Maroc

I.4. Jorf Fertilizers Company V

Jorf Fertilizers Company V, anciennement Bunge Maroc Phosphore (joint-venture entre le Groupe OCP et Bunge), est une filiale Du Groupe OCP spécialisée dans la production de l'acide phosphorique et des engrais phosphatés. Installée près du port de Jorf Lasfar, elle occupe une surface de 18 hectares et comprend les unités suivantes :

- Une ligne de production d'acide sulfurique ;
- Une ligne de production d'acide phosphorique ;
- Une ligne de production d'engrais MAP/DAP (306) ;
- Une ligne de production d'engrais MAP/ TSP (307) ;
- Une centrale thermoélectrique ;
- Une station de traitement des eaux douces et compression d'air ;
- Administration & services.

Jorf Fertilizers Company V est l'organisme d'accueil dans lequel nous avons passé le projet courant et nous faisons spécifiquement partie du département de maintenance mécanique.

II. Problématique et méthodologie de travail

II.1. problématique

II.1.1. Enoncé du problème

Les ventilateurs d'assainissement C07 et C08 constituent un élément d'une importance capitale dans les lignes de production d'engrais 306 et 307 de telle façon qu'une défaillance dans l'un des ventilateurs causera automatiquement l'arrêt de toute la ligne de production.

Le coût des ventilateurs est prévu pour qu'il soit amorti en 10 ans. Toutefois en réalité, leur durée de vie réelle n'arrive même pas à 10% de la durée de l'amortissement (1 an). En effet, durant le fonctionnement du ventilateur, des fissures apparaissent dans certaines zones de la roue et dans la liaison entre la roue et l'arbre de transmission, ces fissures se propagent et causent une rupture fragile de la liaison⁷. L'étude des causes de fissuration des ventilateurs est l'objectif de ce projet.

⁷ Un exemple de rupture dans le ventilateur C08 est présenté dans la figure 2 (page suivante)



Figure 2: exemple de rupture dans le rotor du ventilateur C08

Le coût de défaillance des ventilateurs est considérable puisqu'il concerne deux parties : la première étant le coût de maintenance des ventilateurs eux-mêmes et la deuxième concerne le coût de production perdue pendant le temps d'arrêt et de maintenance surtout que ce temps peut être très considérable.

II.1.2. Cahier des charges

Le sujet du projet est l'étude des causes de fissuration des ventilateurs d'assainissement des engrais 306-C08 et 307-C08 et la proposition des contre-mesures. Ce sujet comprend plusieurs axes qui doivent être réalisés et constitueront le livrable final du projet. Les axes d'étude sont présentés comme suit :

- Etablissement d'un chantier de résolution des problèmes (RDP) pour dégager les causes racines de fissuration de la roue et proposition des contre-mesures ;
- Calcul des charges appliquées sur la roue de chaque ventilateur ;
- Modélisation de la roue par un logiciel de calcul de structure et détermination des contraintes maximales appliquées sur la roue ;
- Proposition de solution d'amélioration de la résistance mécanique de la roue.

II.2. Méthodologie de de travail : Résolution Des Problèmes

II.2.1. Présentation générale

La « résolution des problèmes » abrégée 'RDP' est parmi les outils de « l'OCP Production System » qui contribue à côté des autres outils à la maîtrise de l'outil de production. L'outil constitue dans sa globalité une méthodologie qui aide à résoudre les problèmes de manière efficace, avec le moindre de ressources et de temps possibles. Cet outil a été adopté par l'OCP après l'initiative IQLAA, programme de transformation opérationnel qui a pour objectif l'augmentation des capacités opérationnelles et la réduction des coûts.

Cette méthodologie se base entre autres sur le cycle de gestion PDCA (Plan, Do, Check, Act) aussi que sur les 5G qui consistent au suivi des étapes suivantes :

- Analyse du phénomène : en utilisant des outils comme le QQOQCCP ;
- Comprendre le système : fonctionnement du ventilateur et ses équipements ;
- Analyse des causes racines : 5 pourquoi, arbre des causes ;
- Actions et contre-mesures ;
- Implémentation et vérification des résultats.

II.2.2. Description des outils de la méthode RDP

Dans ce paragraphe, nous décrivons brièvement certains outils de la méthode RDP que nous allons utiliser dans ce projet :

Cycle PDCA

Le cycle PDCA, appelé aussi roue de Deming, est une méthode qui comporte quatre étapes, chacune entraînant l'autre. Sa mise en place permet d'améliorer sans cesse la qualité d'un produit, d'un service ou d'une œuvre par la remise en question de toutes les actions précédemment menées. Nous expliquons la signification de chaque lettre du cycle PDCA :

- 1- Plan : consiste à préparer et planifier ce que l'on va réaliser ;
- 2- Do : consiste à réaliser les tâches planifiées ;
- 3- Check : consiste à mesurer l'écart entre les résultats obtenus et ce qui a été prévu ;
- 4- Act : consiste à ajuster les écarts, rechercher des points d'améliorations. Ce qui amènera à un nouveau projet à réaliser, donc à une nouvelle planification à établir. Et ce sera le début d'un nouveau cycle.

QQOQCCP

QQOQCCP est une méthode de questionnement systématique exhaustive qui vise à poser plusieurs questions relatives à un problème afin de le cerner et afin d'avoir une vision complète de la situation.

Les 5G

Les 5G sont des actes simples qui matérialisent cinq étapes fondamentales à accomplir, l'une après l'autre, afin de résoudre de manière efficiente un problème posé. C'est une méthode japonaise de résolution des problèmes dont le but est essentiellement basé sur l'arbitrage du conflit entre ce que nous voulons faire et ce qui peut être effectivement fait. Le but de cette méthode est de trouver les causes potentielles d'un problème, de restaurer les bonnes attitudes et d'assurer le respect et l'application des standards.

Les 5 pourquoi

Il s'agit de poser la question pertinente commençant par un « pourquoi » afin de trouver la cause principale de la défaillance. Cette méthode permet ainsi de monter sur les raisons les plus importantes ayant provoqué la défaillance pour aboutir à la cause racine.

Conclusion

Ce premier chapitre constitue une introduction générale du contexte de travail. Il contient une présentation de l'organisme d'accueil, du sujet et des objectifs du projet ainsi qu'une exposition de la méthodologie de travail que nous suivons au long de ce projet. Le chapitre suivant sera consacré à la mise en œuvre de la méthode RDP afin de cerner la problématique et d'effectuer une analyse profonde et méticuleuse pour trouver les causes racines du problème.

Chapitre 2

La méthode RDP

Introduction

La méthode RDP (Résolution Des Problèmes) est comme son nom indique, une méthode qui permet la résolution des problèmes de manière efficace et efficiente. Elle s'oriente autour du suivi de 7 étapes consécutives qui assurent l'obtention des résultats souhaités. Ces étapes sont énumérées comme suit :

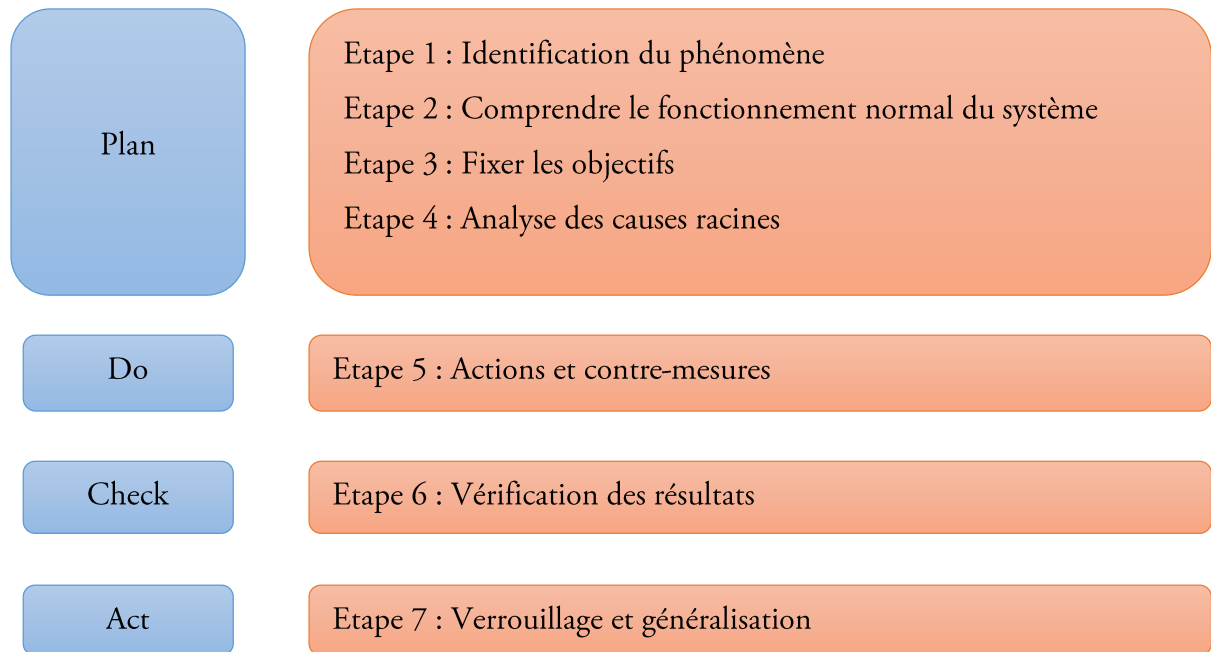


Figure 3 : étapes de la méthode RDP

I. Application de méthode RDP

I.1. Etape 1 : Identification du phénomène (3G)

Dans cette étape, nous cernons le problème de manière globale, pour cela nous utilisons l'outil QQOQCCP comme méthode d'identification. Pour répondre aux questions de cet outil, nous pratiquons la méthode 5G, et plus spécifiquement les 3G premiers qui consistent à :

- Gemba : se rendre au terrain, le lieu où se déroule le travail, qui est dans notre cas le service de production des engrais et plus particulièrement les deux lignes de production des engrais 306 et 307.

- Gembutsu : l'observation directe du phénomène, réalisée dans notre cas en 2 étapes :
 - l'observation des ventilateurs C07 et C08 de façon directe dans les lignes de production pour mieux comprendre leur positionnement dans la ligne et leur fonctionnement.
 - l'analyse des anciens rotors détériorés (images) pour voir les conséquences du problème de fissuration et avoir des idées sur les causes potentielles de problème.
- Genjitsu : analyse des faits et des données liées au phénomène, en se rendant lieu à la salle de contrôle du process pour suivre l'évolution de la performance des ventilateurs, et en analysant les données liées à l'historique des leurs défaillances et des interventions réalisées sur les ventilateurs en question.

I.1.1. Outil QQQQCCP

Q = Quoi ? De quoi s'agit-il ? Quel est le défaut ?

Q = Qui ? Qui est concerné ? Qui a détecté ce défaut ?

O = Où ? Où cela se produit-il ? Où est-ce localisé ?

Q = Quand ? Quand est-ce que cela s'est produit ? A quelle fréquence ?

C = Comment ? Comment remédier au problème ? Comment l'a-t-on détecté ?

P = Pourquoi ? Pourquoi cela arrive-t-il ? Pourquoi ne l'a-t-on pas détecté avant ?

I.1.2. Application de l'outil QQQQCCP

Analyse du phénomène		
QQQQCP	Quoi ?	Fissures au niveau de la liaison arbre/roue des ventilateurs d'assainissement C08
	Qui ?	Service de production JFC V / service maintenance mécanique JFC V
	Où ?	Lignes 306/307, JFC V
	Quand ?	Aléatoirement, depuis le début de la fabrication des engrais
	Pourquoi ?	Amorçage de fissures dues à de nombreuses causes (à détailler)
	Comment ?	La fissuration entraîne une augmentation de l'amplitude de vibration de l'arbre

Tableau 4: application de l'outil QQQQCCP à la problématique de fissuration

I.2. Etape 2 : comprendre le fonctionnement normal du système

I.2.1. Description du processus

I.2.1.1. Type des engrais fabriqués

A. Généralités sur les engrais

Afin de pouvoir poursuivre leur cycle de vie, les plantes ont besoin d'eau, de près d'une vingtaine d'éléments nutritifs sous forme minérale dans le sol, de dioxyde de carbone de l'air, et l'énergie solaire nécessaire à la photosynthèse.

Dans cette perspective, les engrais sont des éléments organiques ou minéraux appliqués pour apporter aux plantes des éléments complémentaires nutritionnels, dans le dessein d'améliorer leur croissance et ainsi le rendement de la culture sur une grande variété de plantes. L'action d'appliquer les engrais aux sols s'appelle la fertilisation et souvent les engrais sont appelés des fertilisants.

Les engrais ont été utilisés de manière empirique depuis longtemps, en utilisant les phosphates des os, l'azote des fumures animales et humaines, et le potassium des cendres. Ces trois éléments : Phosphate (P_2O_5), Azote (N) et Potassium (K) sont vaguement utilisés dans l'agriculture de nos jours.

Les engrais produits sont solubles dans l'eau, après l'application au sol, les grains fertilisants sont dissolus cédant les éléments nutritionnels qu'ils contiennent pour qu'ils soient absorbés par les plantes. D'autres conséquences de la dissolution ont lieu, et qu'il faut les prendre en considération, notamment le changement du pH du sol, et la constitution des sols pour des fins de ré-application.

L'OCP produit plusieurs types d'engrais dans ces sites de valorisation des minerais de phosphate, notamment le MAP, DAP, TSP et NPK. La filiale JFC V produit 3 types d'engrais qui sont le MAP, DAP et TSP.

B. DAP (Di Ammonium Phosphate)

Le DAP est l'engrais de phosphate le plus populaire, il est soluble dans l'eau et présente un pH faiblement basique. Ayant comme composition chimique $(NH_4)_2 HPO_4$, le DAP est un sel d'ammoniac (NH_3) et de l'acide phosphorique (H_3PO_4). Il se forme à l'état de poudre sous une réaction contrôlée lorsqu'on mélange deux solutions concentrées d'ammoniac et d'acide phosphorique. La poudre est ensuite refroidie, granulée, criblée et inoculée (enrobées) selon le besoin. En même temps de la réaction, il se forme le phosphate d'ammonium $(NH_4)_3 PO_4$ et le phosphate de

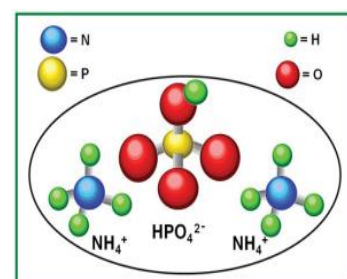


Figure 4 : formule chimique du DAP

monoammonium $\text{NH}_4\text{H}_2\text{PO}_4$ en fonction de la concentration relative des réactifs.

La réaction chimique de formation du DAP est la suivante :



Pour fabriquer une tonne de DAP, il faut approximativement 1.5T à 2T de phosphate (roche), 0.4T de soufre pour dissoudre le phosphate, et 0.2T d'ammoniac.

Il existe une gamme de produits de DAP, selon les pourcentages de ses constituants. La qualité standard du DAP est 18-46-0 (18% N ; 46% P_2O_5 ; 0% K_2O).

C. MAP (Mono Ammonium Phosphate)

Le MAP est très semblable au DAP dans sa fabrication, lui aussi est un sel d'ammoniac et d'acide phosphorique. Le MAP est obtenu en modifiant le pourcentage d'ammoniac réactif. Dans cette perspective, il s'avère intéressant de définir la notion de rapport molaire pour bien assimiler la différence entre le MAP et le DAP :

Le rapport molaire est, comme son nom indique, un rapport entre le nombre de moles d'ammoniac sur le nombre de moles d'acide phosphorique.

$$RM = \frac{n(\text{NH}_3)}{n(\text{H}_3\text{PO}_2)}$$

Dans la fabrication du MAP, le rapport molaire théorique est être égal à 1, équivalent à dire que les réactifs introduits ont le même nombre de moles. La réaction d'obtention du MAP est la suivante :



Dans le cas du DAP, le rapport molaire théorique est égal à 2, donc 2 moles d'ammoniac pour une mole d'acide phosphorique.

Comme le DAP, le MAP est commercialisé sous une gamme de produits, ayant des pourcentages des éléments variant de 48 à 61% de P_2O_5 et de 10 à 12% de N.



Figure 5 : DAP sous forme de grains

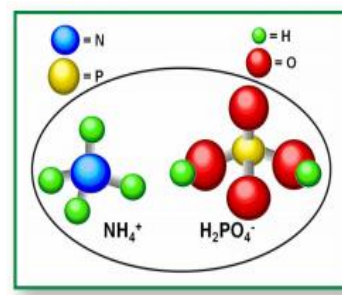


Figure 6 : formule chimique du MAP



Figure 7 : MAP sous forme de grains

D. TSP (Tripe Super Phosphate)

Le TSP est l'un des premiers engrais phosphatés utilisés dans la fertilisation des sols. Il était l'engrais le plus populaire lors du 20^{ème} siècle. Ayant la formule chimique $\text{Ca}(\text{H}_2\text{PO}_4)_2 \cdot \text{H}_2\text{O}$, il est obtenu par attaque chimique du phosphate broyé par l'acide phosphorique dans une cuve d'attaque. La bouillie (résultat de la réaction) visqueuse est ensuite pulvérisée sur des petits grains dans un granulateur pour former un produit granulé ayant la taille moyenne désirée.

La composition générale du TSP est à l'ordre de 45% en P_2O_5 et 15% en Ca (calcium). Parmi ces caractéristiques intéressantes, nous pouvons citer qu'il a le plus grand pourcentage de P_2O_5 que tout autre engrais phosphaté qui ne contient pas le nitrogène, et que 90% du phosphore contenu dans l'engrais est soluble dans l'eau.

La production du TSP coûte plus que celle des engrais au nitrogène et sa valeur nutritionnelle en P_2O_5 est moins que celle du MAP ou du DAP, ce qui le rend de plus en plus en recul dans son utilisation.

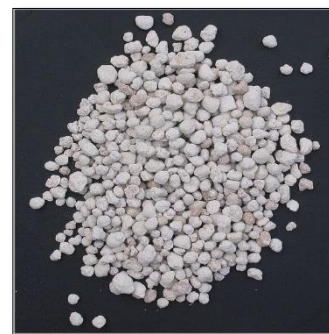


Figure 8: TSP sous forme de grains

I.2.1.2. Fabrication des engrais dans les lignes 306/307

A. Processus de production des engrais

Les lignes 306 et 307 de JFC V produisent les engrais de type : MAP, DAP et TSP. Leur fabrication est presque la même sauf pour la première partie de la réaction chimique. Pour cela nous allons nous contenter de décrire le processus de fabrication des engrais MAP/DAP puisque leurs étapes de fabrication sont presque identiques.

La fabrication des engrais MAP/DAP comporte plusieurs étapes : la Réaction, granulation, séchage, criblage, refroidissement, enrobage et stockage. Nous allons présenter brièvement à quoi consiste chaque étape pour arriver en fin de compte aux ventilateurs d'assainissement, sujet du projet courant. Des figures contenant les composants du processus de fabrication, leurs codes et les flux entre ces composants sont présentées dans l'annexe 1 pour illustrer le processus d'un côté et pour pallier aux ambiguïtés liées à la compréhension du processus.

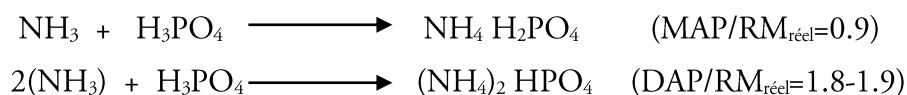
A.1. Réaction et granulation

Les matières premières de la réaction chimique sont : l'ammoniac (NH_3) et l'acide phosphorique (H_3PO_4). L'ammoniac est acheté depuis une source externe et stocké dans 2 cages de stockage à l'état liquide à une température très basse. Quant à l'acide phosphorique, il est produit à JFC V dans l'unité de l'acide phosphorique et est livré à l'unité de production des engrais suivant deux concentrations en P_2O_5 : 53% et 27%.

L'ammoniac liquide est préparé pour la réaction par une opération de chauffage. Suite au chauffage, l'ammoniac devient biphasé (liquide + gaz). Il est ensuite conduit au réacteur RTG où il rencontre l'acide phosphorique (53% en P_2O_5).

Le réacteur tubulaire granulateur RTG est un composant constitué de deux tubes concentriques, le premier tube constitue le réacteur, le deuxième le granulateur. Le tube du réacteur est lié avec l'alimentation en ammoniac, et contient des buses d'injection d'acide phosphorique.

La réaction chimique donne naissance au phosphate de diammonium (DAP) ou le phosphate de Monoammonium (MAP), selon la concentration des réactifs, suivant les réactions suivantes :



Le produit de la réaction chimique est appelé « bouillie ». C'est un mélange visqueux qui se solidifie au fur et à mesure que la réaction continue. La réaction complète dans le réacteur donnera lieu à la solidification de la bouillie dans le tube du réacteur (solidification sous forme de bloc) qui sera par la suite difficile d'évacuer du réacteur. L'idée du processus est de ne pas compléter la réaction (à l'ordre de 80% de l'avancement) pour que la bouillie reste visqueuse et donc fluide. Ceci est réalisé par le contrôle du pourcentage d'ammoniac réactif. La réaction est ainsi réalisée en 2 étapes :

- Etape 1 : pré-neutralisation de l'acide phosphorique par l'ammoniac dans le réacteur (réaction incomplète) ;
- Etape 2 : complétion de la réaction dans le granulateur par injection de l'ammoniac depuis des buses d'arrosage dans l'opération de granulation.

La bouillie sort du réacteur à travers des petites ouvertures en bas du tube, et est pulvérisée ensuite dans le granulateur. Ce dernier contient préalablement des petits grains de fins⁸, sur lesquels va se pulvériser la bouillie. Le granulateur est une virole tournante. Dans sa rotation, les petits grains sont inoculés par la bouillie et prennent plus de volume au fur et à mesure. L'ammoniac est aussi pulvérisé de manière contrôlée pour compléter la réaction chimique. La rotation continue de la virole permet de diminuer à un certain degré la variance sur le volume des grains qui sont encore humides à la sortie du granulateur.

A.2 Séchage

Puisque le produit sortant du granulateur demeure humide, une opération de séchage est prévue pour diminuer l'humidité des grains d'engrais. Le séchage est réalisé grâce à un sécheur⁹ par le contact des grains avec un courant d'air chaud. L'énergie nécessaire pour chauffer l'air est fournie par une chambre de combustion. Les gaz chauds qui ont servi au séchage des grains d'engrais contiendront à l'aval du sécheur de la poussière d'engrais, une partie majeure de cette poussière est récupérée par des cyclones puis renvoyée pour qu'elle soit recyclée. Le reste est aspiré, à côté des gaz par les ventilateurs d'assainissement vers la section de lavage. Le produit sortant du sécheur sort avec une granulométrie ayant une variance non négligeable. L'étape suivante consistera à la sélection des grains selon leur taille.

A.3.Criblage et Refroidissement

Le criblage est une opération qui consiste à la sélection des grains d'engrais en utilisant des tamis ayant des granulométries décroissantes pour sélectionner les grains désirés sur plusieurs étages.

Dans l'opération du criblage, JFC V utilise trois cribles à doubles étages inclinés afin de séparer les grains de l'engrais : les fins (au-dessous de 2mm) sont non conformes et sont donc recyclés, les gros (au-dessus de 4mm) ne sont pas conformes et sont recyclés après avoir subi un broyage, tandis que les moyens (entre 2mm et 4mm) constituent les produits marchands et continuent à la phase de refroidissement où ils sont refroidis à l'air ambiant.

L'opération de refroidissement est réalisée afin d'éviter l'agglomération et l'adhésion des grains les uns sur les autres lors de l'opération de stockage.

⁸ Les fins sont des petits grains d'engrais ou de poussière d'engrais recyclés.

⁹ Le sécheur est sous forme d'une virole tournante à l'intérieur de laquelle circule un courant d'air chaud.

A.4.Enrobage

Afin d'éviter la prise en masse des grains et la génération des poussières pendant leur stockage en hall on procède à un enrobage par pulvérisation de produits anti-mottant¹⁰ (le fuel, le talc ou de l'huile).

Nous récapitulons le procédé de fabrication des engrais par la figure 9 qui résume l'ensemble des opérations réalisées pour l'obtention du produit final marchant.

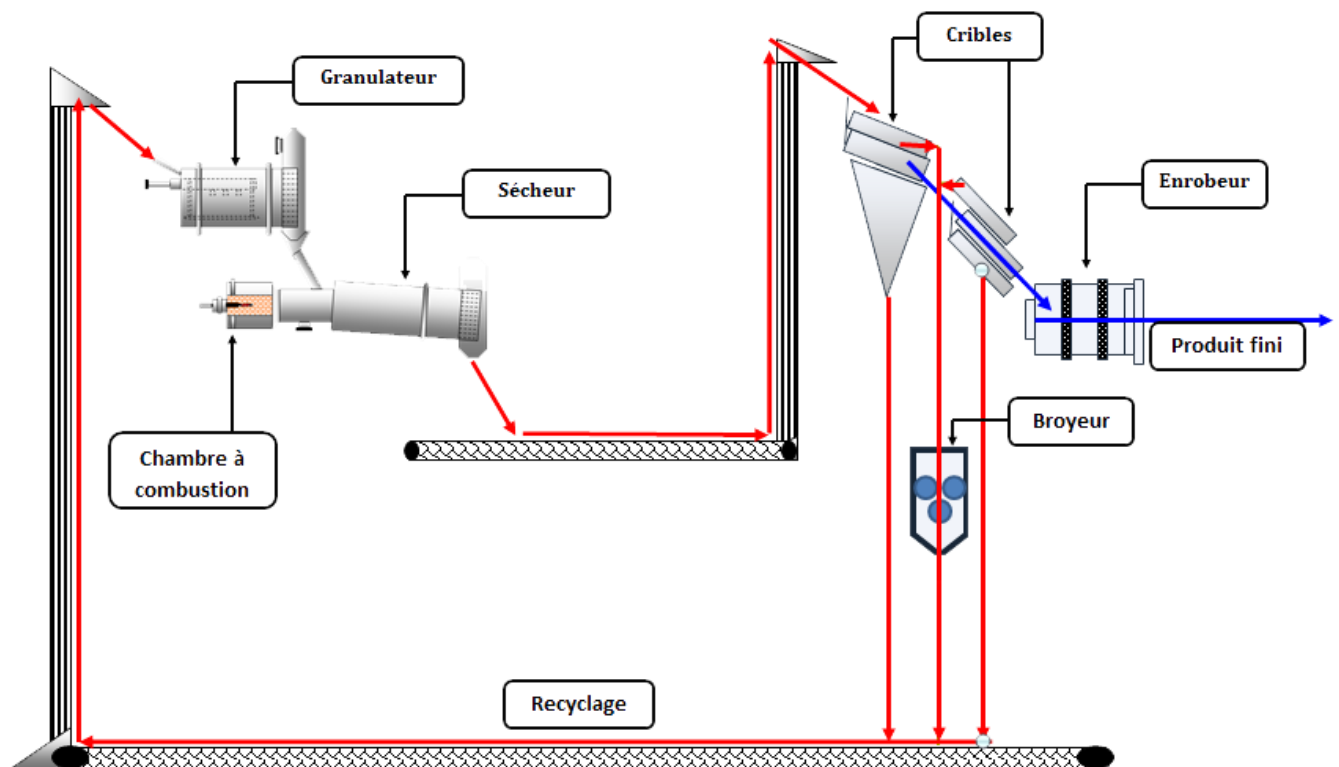


Figure 9: boucle de fabrication des engrais

B. Section de lavage des gaz

Les gaz libérés par le granulateur et le sécheur doivent être nettoyés afin d'enlever les traces d'ammoniac avant d'être rejetés dans l'atmosphère. Selon les normes environnementales, la quantité de l'ammoniac libérée ne doit pas dépasser 50ppm.

¹⁰ Anti mottant : qui résistent à l'agglomération

B.1. Prélavage

Les gaz provenant du granulateur et le sécheur subissent un prélavage dans le venturi, le couloir et la tour du prélaveur D03 aux acides pulvérisés issu du bac R03. Les acides, surtout l'acide sulfurique (acide fort) réagissent avec l'ammoniac et la solution issue est récupérée diminuant ainsi sa concentration dans les gaz.

B.2. Lavage

Les gaz provenant de l'assainissement général¹¹ et ceux issus du prélaveur D03 se rencontrent dans le laveur D02 pour les arroser par l'acide sulfurique provenant du bac R02, puis sont aspirés par le ventilateur C08 vers le laveur final D04, alors que les gaz issus du sécheur ayant déjà subi un dépoussiérage par les cyclones sont lavés dans le bac D01 avant d'être aspirés par le ventilateur C07 vers le laveur final D04.

B.3. Lavage final

Les gaz prélavés et lavés sont aspirés par les ventilateurs C05, C07 et C08 pour subir un dernier lavage dans la tour de lavage final. Après le lavage final, les gaz sont refoulés vers l'atmosphère.

I.2.2. Les ventilateurs C07/C08

I.2.2.1. Les ventilateurs centrifuges d'assainissement

A. Principe de fonctionnement

Un ventilateur est une turbomachine qui reçoit de l'énergie mécanique et l'utilise à l'aide d'une ou plusieurs roues à aubes, de manière à entretenir un écoulement continu d'air ou d'un autre gaz qui le traverse. Il est donc destiné à fournir un débit sous une pression donnée. Cette pression servant à mettre le fluide en vitesse et vaincre les pertes de charge du circuit dans lequel le ventilateur est inséré. La pression produite par les ventilateurs appelée « pression totale » est la somme de deux types de pressions distinctes : pression statique et pression dynamique. La première correspond aux frottements

¹¹ L'assainissement général concerne l'aspiration de la poussière et les gaz éventuels depuis les convoyeurs, les élévateurs et d'autres composants de la ligne de production.

que le fluide doit vaincre pour s'écouler dans le réseau et la deuxième constitue la surpression nécessaire pour générer la vitesse du fluide dans le circuit.

B. Courbes caractéristiques et point de fonctionnement

La courbe caractéristique ou la courbe de sélection du ventilateur indique la pression totale ou la pression dynamique (il faut impérativement le mentionner) en fonction du débit pour le circuit en question. Cette courbe indique les pertes de charge en fonction du débit. La comparaison de la courbe du ventilateur et du réseau permet de trouver un point de fonctionnement du système qui fait que si l'on branche un ventilateur sur un circuit de ventilation, son débit va être stabilisé à une valeur pour laquelle la pression qu'il fournit équivaut à la résistance du circuit.

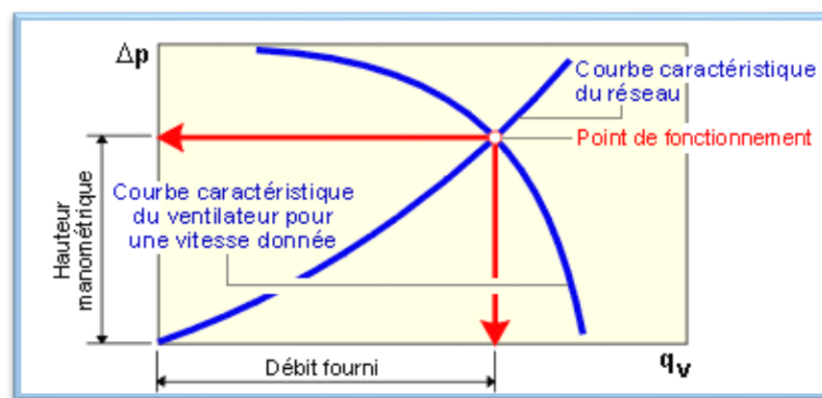


Figure 10: courbe caractéristique des ventilateurs centrifuges

Le théorème d'Euler nous donne la pression totale théorique¹² (sans aucune considération de pertes) :

$$p_{ft} = \rho(u_2 C_{u2} - u_1 C_{u1})$$

Dans un ventilateur centrifuge, l'écoulement est supposé radial à l'entrée : $C_{u1} = 0$

¹² La notation utilisée est signalée dans la liste des symboles et illustrée dans la figure 11.

Donc nous aurons : $p_{ft} = \rho u_2 C_{u2}$

D'autre part : $\tan \beta_2 = \frac{C_{m2}}{u_2 - C_{u2}}$

D'où nous tirons : $C_{u2} = u_2 - \frac{C_{m2}}{\tan \beta_2}$

L'expression de la pression devient :

$$p_{ft} = \rho u_2 C_{u2} = \rho u_2 \left\{ u_2 - \frac{C_{m2}}{\tan \beta_2} \right\}$$

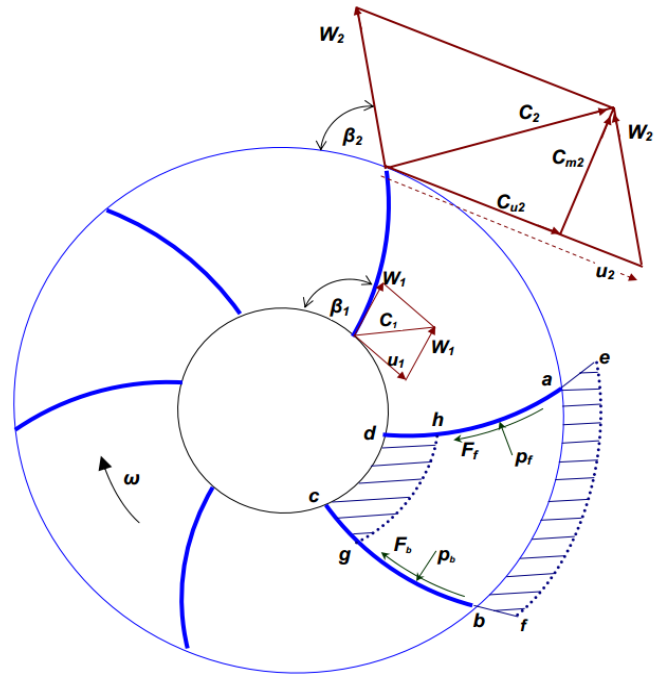


Figure 11: triangles des vitesses à l'entrée et à la sortie du rotor

Or : $C_{m2} = \frac{Q}{a_2}$ sachant que a_2 est la section à l'aval.

En remplaçant C_{m2} dans l'expression de pression, nous obtenons :

$$p_{ft} = \rho u_2^2 - \frac{\rho u_2}{\tan \beta_2} \frac{Q}{a_2} \quad \text{qui est équivalente à} \quad p_{ft} = A - BQ$$

Avec : $A = \rho u_2^2$

$$B = \frac{\rho u_2}{a_2 \tan \beta_2}$$

Donc théoriquement, pour les ventilateurs à aubes inclinées en arrière ($\beta_2 < 90^\circ$ donc $\tan \beta_2 > 0$) la pression totale décroît de manière linéaire en fonction du débit.

Cependant dans la réalité, il existe plusieurs causes de pertes de pression qui empêchent la caractéristique d'être linéaire, comme les pertes par frottement, les chocs à l'entrée et l'effet « eddy loss ».

La courbe réelle est présentée dans la figure 12 (actual pressure).

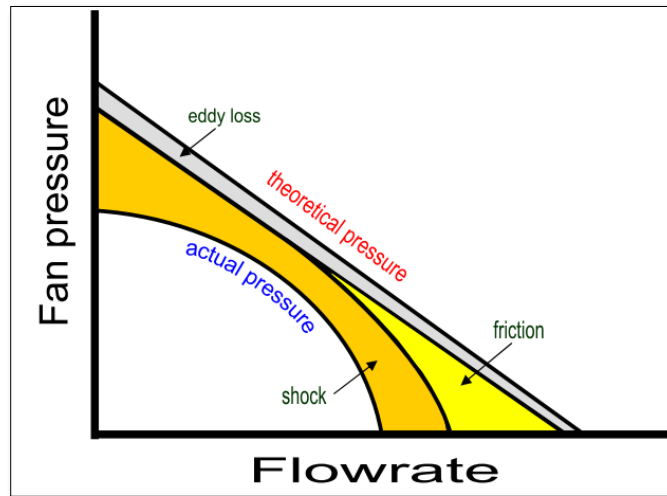


Figure 12: effet des pertes sur la caractéristique pression/débit des ventilateurs centrifuges

C. Les types des ventilateurs

Deux types de ventilateurs sont principalement utilisés : Les ventilateurs axiaux (ou hélicoïde) et les ventilateurs centrifuges. Ces deux types font partie des turbomachines, Leurs noms proviennent du type de mouvement de l'air dans chacune :

- **Les ventilateurs axiaux (ou hélicoïde) :** Le fluide est aspiré parallèlement à l'axe de rotation de la roue et refoulé dans le même sens d'aspiration. Les ventilateurs axiaux permettent d'avoir un débit volumique important, mais avec une faible différence de pression entre l'amont et l'aval.
- **Les ventilateurs centrifuges :** Très utilisés dans le domaine industriel où de grandes pressions sont nécessaires. L'effet centrifuge apporte un supplément de pression par rapport à celle générée par les aubes, avec une capacité de débit inférieure aux ventilateurs hélicoïdes. Dans les ventilateurs centrifuges, l'air entre dans la roue parallèlement à son axe et en ressort radialement. Il existe trois types de ventilateurs centrifuges qui se distinguent à partir du sens d'inclinaison de leurs aubes :
 - Ventilateurs à aubes inclinées vers l'avant : inclinaison dans le sens de rotation de la roue.
 - Ventilateurs à aubes inclinées vers l'arrière : inclinaison dans le sens inverse de la rotation de la roue.
 - Ventilateurs à aubes radiales dont les aubes sont droits.

I.2.2.2. Les ventilateurs C07/C08 dans les lignes 306/307

Les ventilateurs C07 et C08 sont des ventilateurs centrifuges à aubes inclinées en arrière. Elles sont installées dans deux lignes de production dans JFC V : 306 et 307. Leur fonction principale est l'assainissement des deux lignes de production de la poussière d'engrais aussi que l'aspiration et le refoulement des gaz dans la section de lavage.

Bilan matière :

Les ventilateurs créent une dépression qui aspire la matière depuis l'amont de la chaîne pour subir des opérations de lavage.

Le ventilateur C07 aspire la masse gazeuse depuis le sécheur M02 allant vers les cyclones S-11A/B/C/D puis vers le laveur D01, et la refoule dans la section de lavage final (D11).

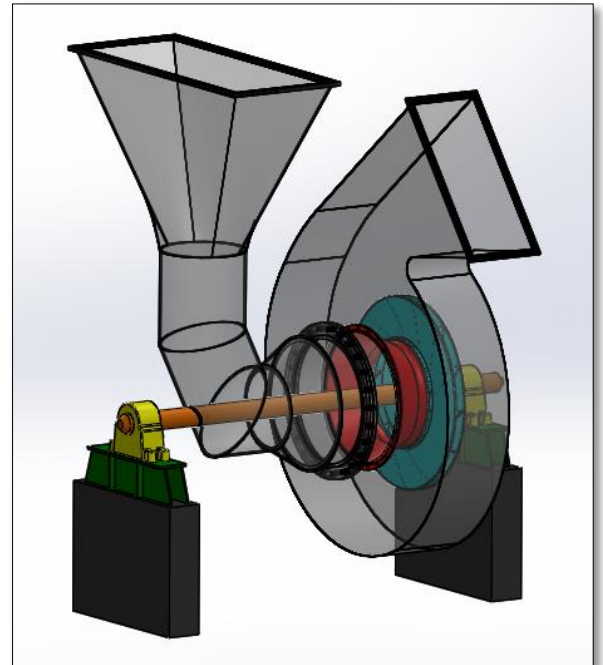


Figure 13: modélisation simplifiée des ventilateurs d'assainissement



Figure 14: chemin d'aspiration des ventilateurs C07

Le ventilateur C08 aspire la masse gazeuse issue de deux chemins :

- Le réacteur tubulaire et le granulateur, dont la masse aspirée passe par un prélavage (D03) puis un lavage dans D02 et enfin vers le lavage final.
- Le système de dépoussiérage qui aspire la poussière depuis les zones de production (convoyeurs et élévateurs) vers les cyclones S12A/B/C, le prélavage (D03) et le lavage final.

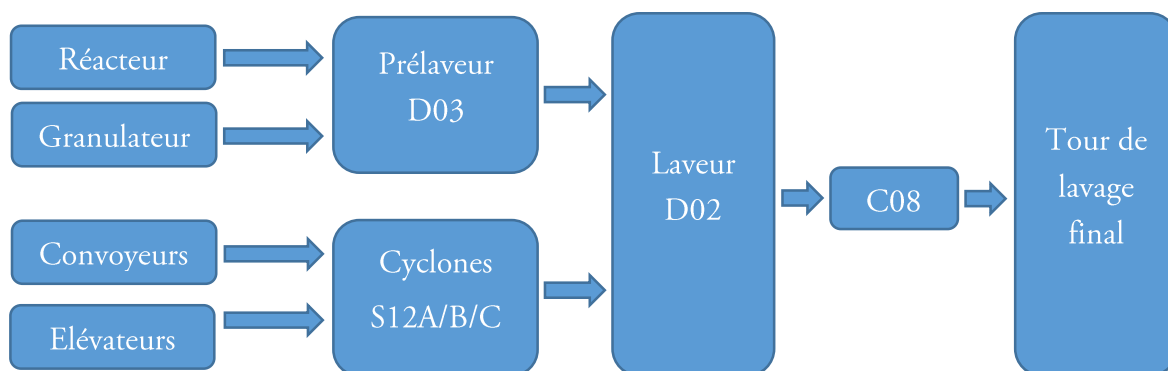


Figure 15: circuit d'aspiration et de refoulement des ventilateurs C08

Notes :

- La masse gazeuse est composée essentiellement de gaz et de poussière d'engrais.
- Les gaz sont composés de l'ammoniac + l'air + la vapeur (pour le nettoyage).
- La poussière d'engrais a la même composition des engrais MAP, DAP ou TSP.
- La composition et les propriétés de la masse gazeuse seront développées plus profondément dans le chapitre concernant des causes de fissuration.

Carte d'identité :

Carte d'identité des ventilateurs	
Application	Dryer exhaust fan + granulator & dedusting exhaust fan
Impeller diameter	Blades : 2178mm Exterior : 2210mm
Fan type	MP1 1944.12.71 SBL6T
Bearing type	Sleeve bearing
Lubricant for bearing	Oil
Coupling type	TLKS with spacer

Tableau 5: certaines caractéristiques des ventilateurs C08, manuel constructeur, Howden

Le tableau suivant montre les paramètres de fonctionnement conseillés par le constructeur. Ces caractéristiques sont mesurées entre l'amont et l'aval du ventilateur.

Fan characteristics		Design	Nominal
Inlet density	-	1.08	0.95/1.0
Flow	m ³ /h	135000	122420
Inlet temperature	°C	50	65
Inlet pressure	mmCE	-500	-479
Pressure rise	mmCE	750	719
Absorbed power of fan	KW	383	348
Rotation Speed	RPM	990	
Motor power	KW	506	

Tableau 6: valeurs des paramètres de fonctionnement, manuel constructeur, Howden

A. Eléments des ventilateurs

Les ventilateurs C07/C08 sont des machines très complexes, composés de plusieurs sous systèmes mécaniques, hydrauliques et d'isolation acoustique. Parmi les centaines de ces composants, nous allons présenter seulement les éléments essentiels pour leur fonctionnement.

Composants	
Arbre de transmission	Moteur électrique
Tube de protection de l'arbre	Accouplement
Roue centrifuge	Système de lubrification
Chemise	Système de refroidissement du lubrifiant
Volute	Système d'arrosage
Paliers	Système de réglage de débit
Système d'étanchéité	Supports (Bâti)
Inlet	Moteur électrique

Tableau 7 : éléments des ventilateurs d'assainissement C08

La Roue centrifuge :

La roue centrifuge est un élément clé dans les ventilateurs d'assainissement. C'est la rotation des pales de la roue qui donnent au fluide la pression totale qui va lui permettre de vaincre les pertes de charges du circuit. Nous avons modélisé la roue centrifuge sur Solidworks avec les dimensions réelles. Nous présentons une vue en perspective de la roue à gauche et une vue en coupe à droite dans la figure 16.

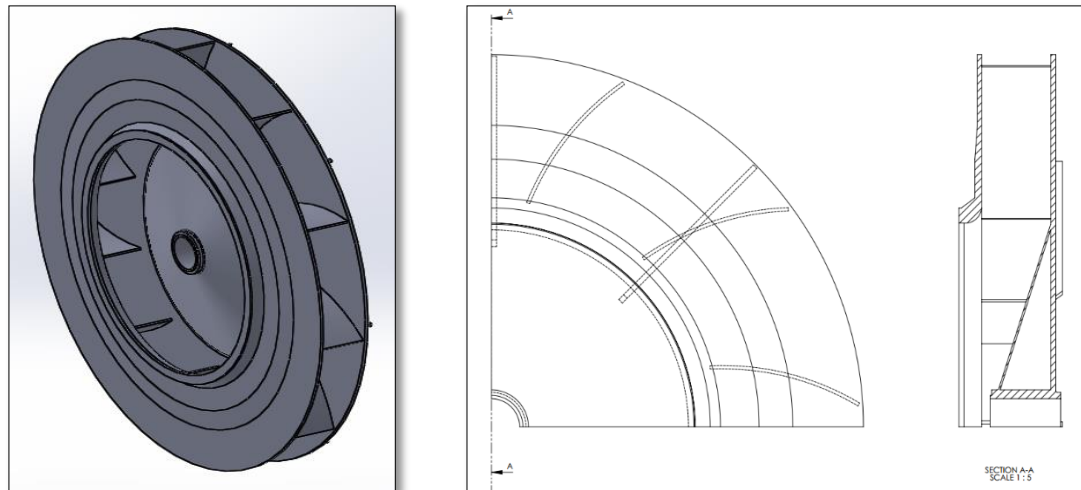


Figure 16 : représentation en coupe d'un quart de la roue centrifuge

La roue est constituée de plusieurs parties assemblées par soudage :

- Disque avant, disque arrière, moyeu, cône, pales, raidisseurs du disque arrière.

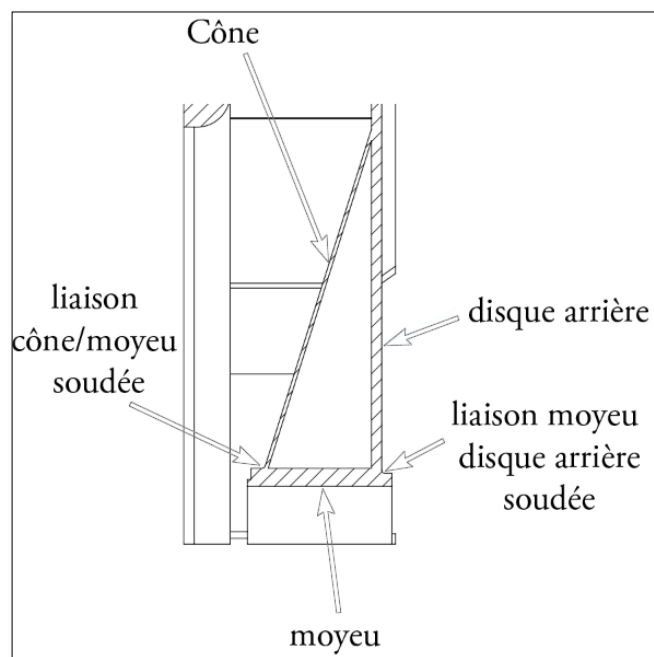


Figure 17 : composants de la roue centrifuge

I.2.2.3. AMDEC ventilateurs C07/C08

Pour arriver aux causes principales de défaillance des ventilateurs d'assainissement, il faut étudier tous les modes de défaillances possibles associés à leur criticité. Les modes les plus critiques nous indiqueront les éléments principaux des ventilateurs autour desquels nous allons focaliser notre étude.

A la fin de cette section, nous allons présenter un classement des éléments des ventilateurs en fonction de leur criticité. La fiche AMDEC est jointe dans l'annexe 1.

La criticité est calculée à la base de 3 données qui sont : la fréquence, la gravité et détectabilité. Ces données seront notées suivant des échelles présentées dans les tableaux ci-dessous :

Fréquence	Echelle
Très faible	1
Faible	2
Moyenne	3
Haute	4

Tableau 8 : notation de la fréquence

Gravité	Echelle
Très grave	1
Faiblement grave	2
Moyennement grave	3
Très grave	4

Tableau 9: notation de la gravité

Détectabilité	Echelle
Facilement détectable	1
Difficulté moyenne de détection	2
Difficilement détectable	3

Tableau 10: notation de la détectabilité

La détermination de la loi de criticité est déterminée selon l'importance des trois paramètres cités ci-dessus. La loi que nous allons adopter pour le présent cas est la suivante :

$$\text{Criticité} = \text{fréquence} \times \text{gravité} \times \text{détectabilité}$$

Le classement des éléments selon leur criticité est présenté dans le tableau 11.

Elément	Criticité
Roue centrifuge	18
Accouplement	6
Système d'arrosage	6
Carter	4
Paliers	4
Moteur asynchrone	4
Système de lubrification	4
Support	4
Arbre de transmission	3

Tableau 11: classement des éléments des ventilateurs C08 selon leur criticité

La roue centrifuge est donc l'élément clé de la défaillance des ventilateurs d'assainissement, et c'est celui qui fera l'objet principal d'étude dans le présent travail. D'autres éléments seront mentionnés et des solutions concernant leurs modes de défaillances seront présentées dans le chapitre concernant la proposition des solutions.

I.3. Etape 3 : Fixation des objectifs

Le projet courant, dans ces deux parties : l'étude des causes de fissuration des ventilateurs d'assainissement et l'évaluation des contraintes dans les roues, a pour objectif la découverte des sources de défaillances afin d'essayer de les éliminer si c'est possible ou d'atténuer leur effet. Cet objectif est générique, il nous faut par conséquent un objectif plus spécifique, quantifiable, atteignable. En un mot, il faut qu'il soit S.M.A.R.T.

Après avoir consulté les parties prenantes du projet, nous nous posons comme objectif :

➡ Augmentation de la durée de vie des ventilateurs d'assainissement jusqu'à 50%

Le coût de changement du rotor du ventilateur C08 dans une période de 3 ans : 1,285,960.19 DH.

Avec une augmentation de la durée de vie de 50%, les ventilateurs vont durer 4.5ans, donc les frais de rechange de la roue du ventilateur seront de 300,000DH pour 4.5ans, ce qui est équivalent à une diminution du coût de remplacement de la roue de 33%. Pour le premier cycle (les 3 premières années) la diminution du coût est estimée à 428,653.4 DH et de 1,714,613.6 DH dans l'horizon de 12 ans.

Ce gain sur le coût de remplacement de la roue n'est pas le seul à prendre en considération, en effet, il faut ajouter le coût de production perdue lors de la maintenance corrective en cas d'amorçage de fissures.

I.4. Etape 4 : Analyse des causes racines

La fissuration des roues des ventilateurs est un phénomène complexe dont plusieurs causes de nature différente contribuent. Nous avons fait un brainstorming entre l'équipe du projet pour relever les grandes causes potentielles de défaillance. Ces causes sont listées ci-dessous :

- Fonctionnement hors les paramètres conçus par le constructeur
- Rupture par fatigue
- Corrosion
- Défauts de soudage

Afin de faciliter le relevé des causes racines, nous établissons en premier temps les diagrammes causes-effet qui permettent de trouver les causes liées à aux 5M : Matière, Matériel, Maintenance, Milieu, Main d'œuvre.

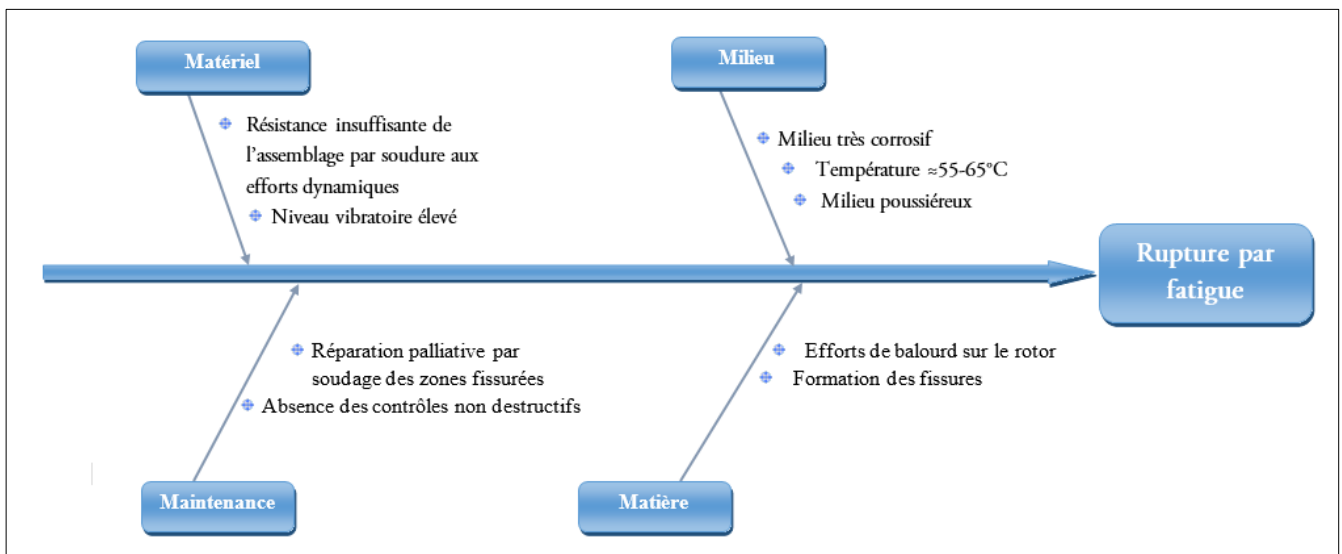


Figure 18 : diagramme Ishikawa (4M), rupture par fatigue

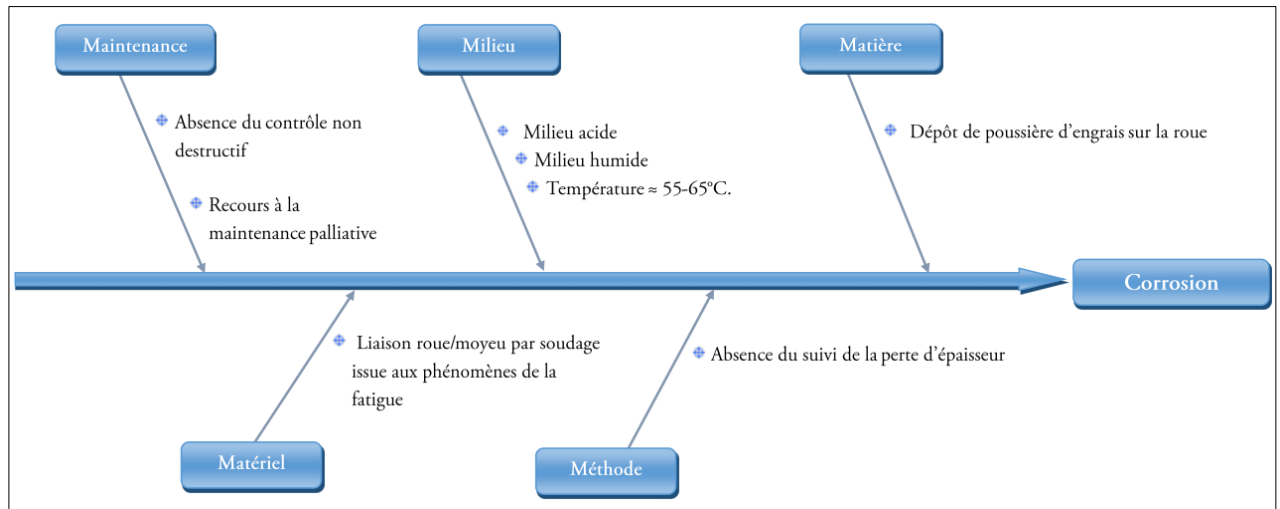


Figure 19: diagramme Ishikawa (4M), corrosion

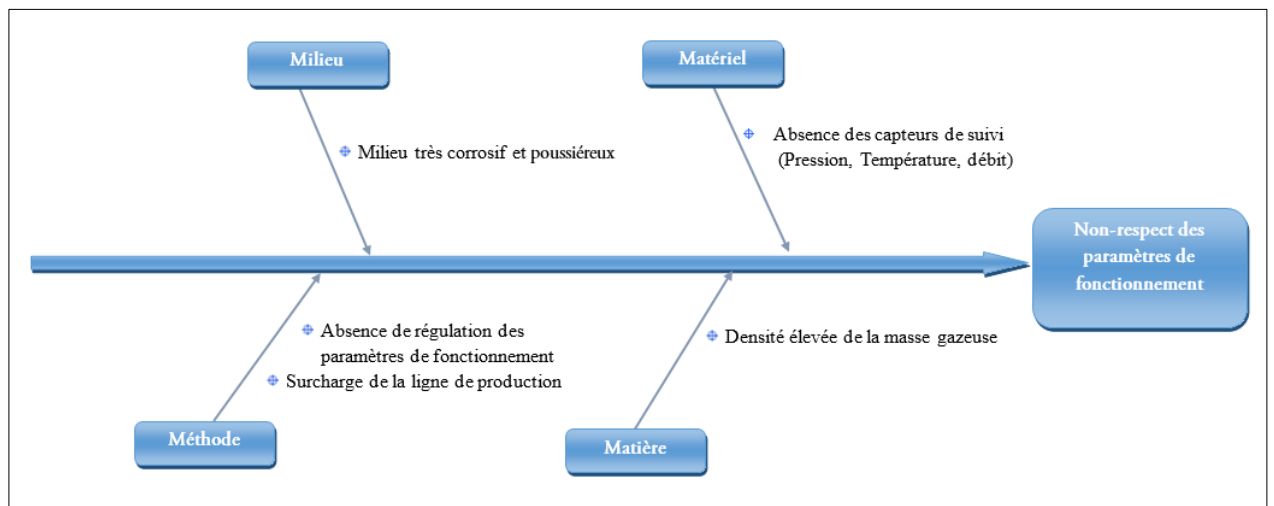


Figure 20: diagramme Ishikawa (4M), paramètres de fonctionnement

Afin d'arriver aux causes racines, nous utilisons l'outil 5 pourquoi en commençant des 4 causes préalablement relevées. Les réponses à ces questions construisent une arborescence logique qui représente une succession de causes jusqu'à l'arrivée aux causes racines. Chaque cause majeure aura donc son arbre de causes potentielles pour arriver enfin aux causes racines. Les arbres de causes relatifs à chaque cause sont présentés dans les pages suivantes.

- Rupture par fatigue :

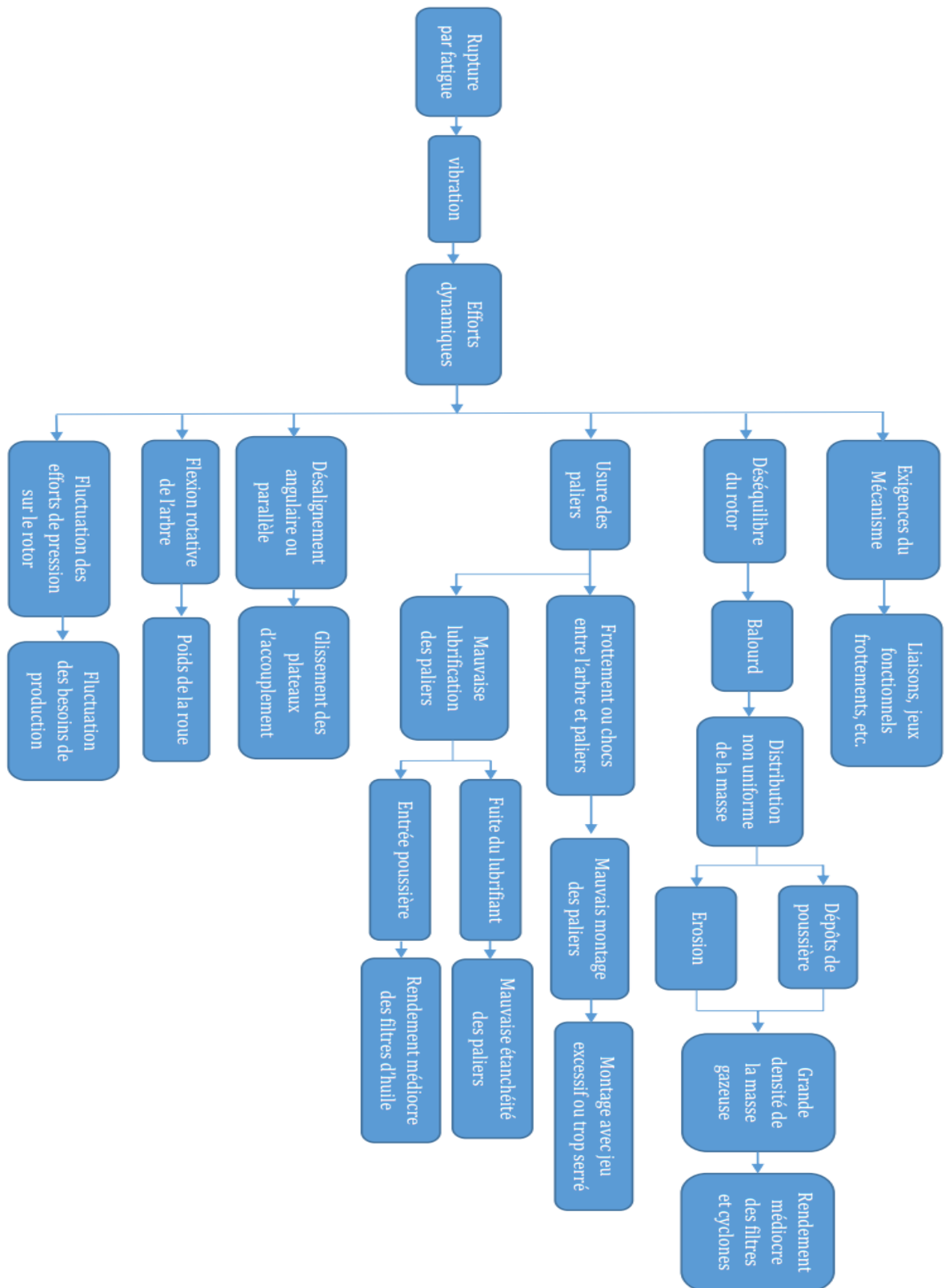


Figure 21: arbre des causes, rupture par fatigue

- Fonctionnement hors les paramètres conçus par le constructeur :

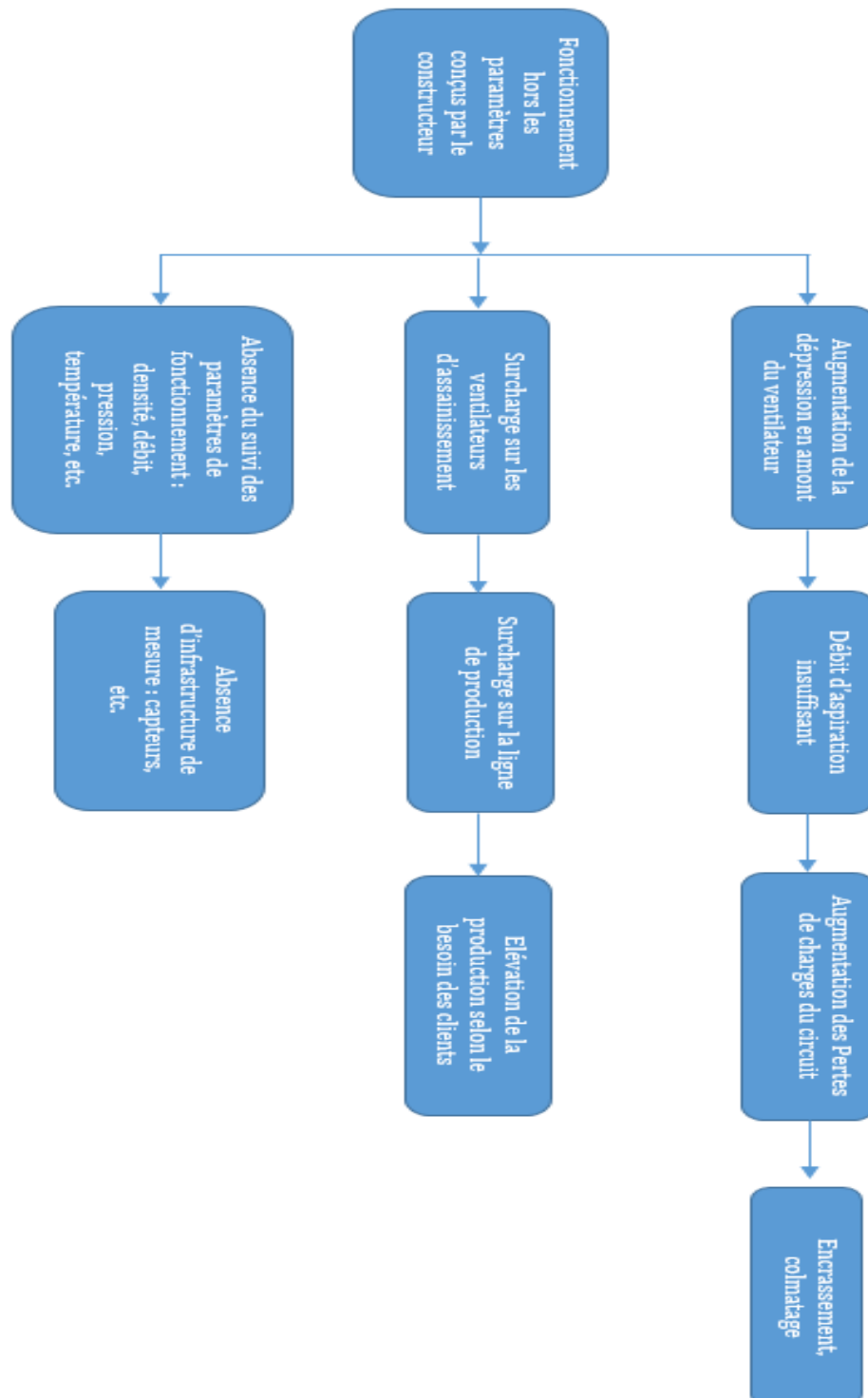


Figure 22: arbre des causes, fonctionnement hors les paramètres constructeur

- Corrosion :

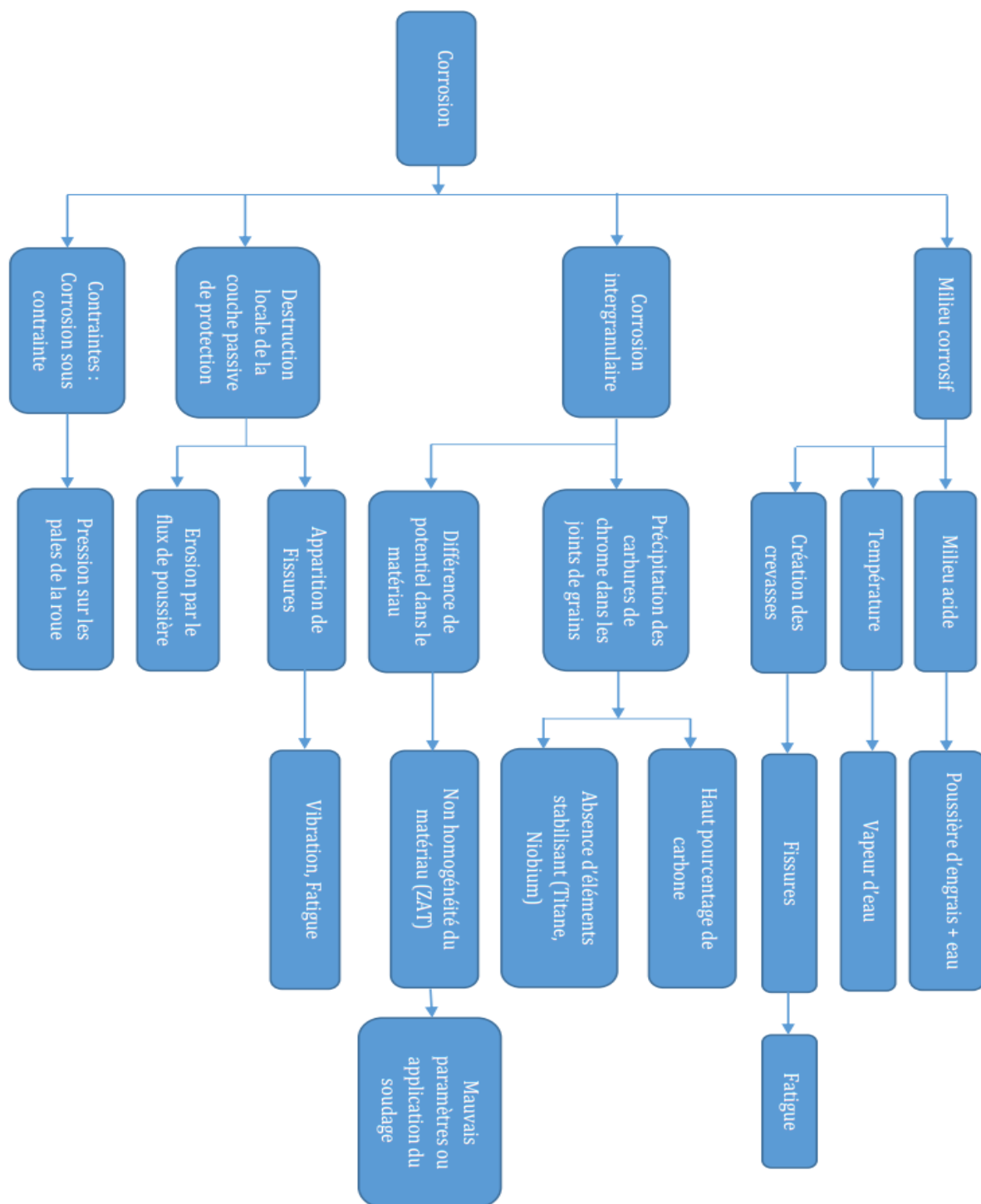


Figure 23: arbre des causes, corrosion

Défauts de soudage :

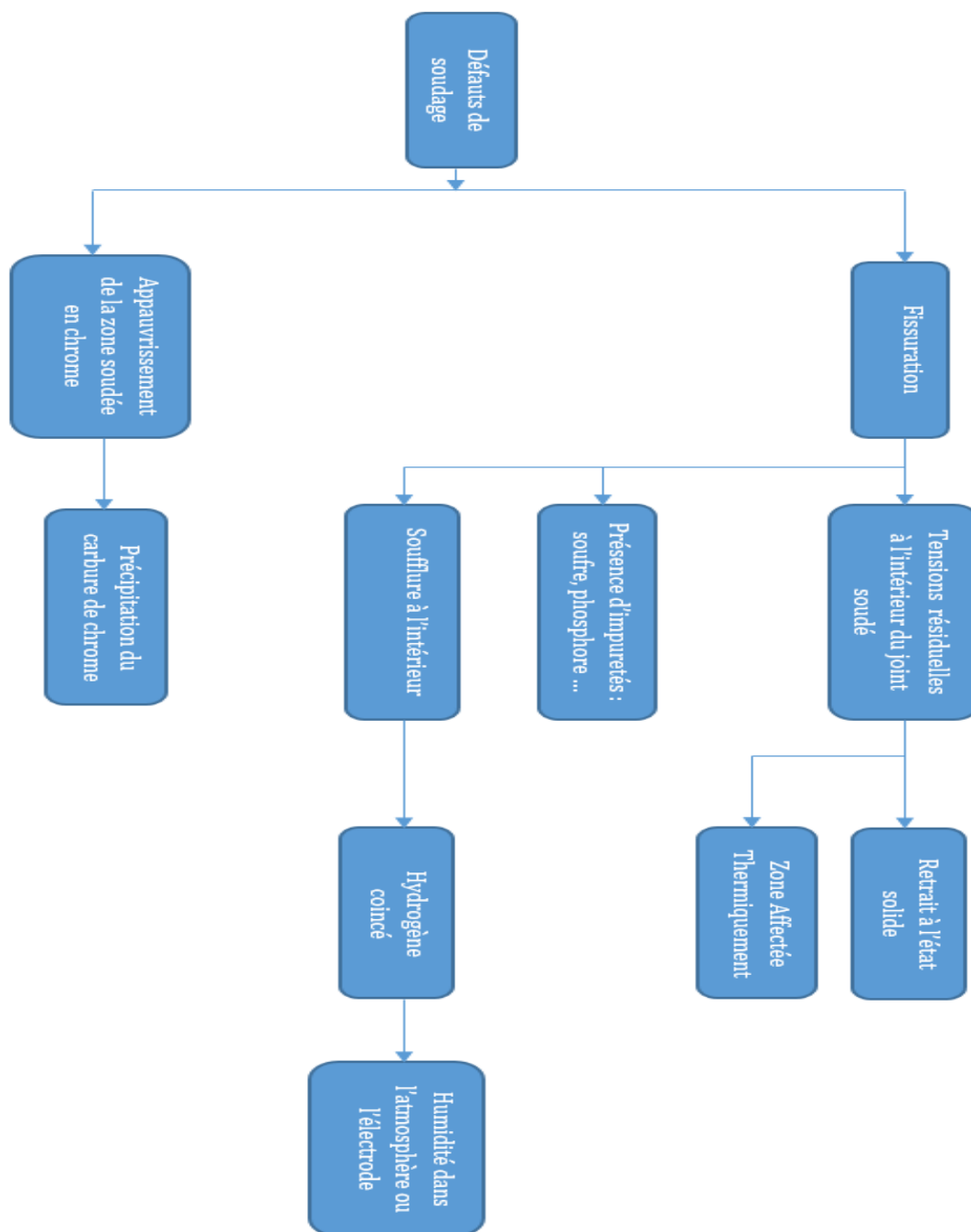


Figure 24: arbre des causes, défauts de soudage

Après l'établissement de toutes les causes potentielles de fissuration (celles que nous avons pu relever), nous allons utiliser deux critères pour ne laisser que les causes réelles existantes dans le cas des ventilateurs C07 et C08. Le premier critère est la fréquence de pannes relative à la cause en question. Cette fréquence est déterminée à partir d'un historique des interventions réalisées sur les ventilateurs C07 et C08 pour pallier aux défaillances. Cependant, cet historique n'est pas complet : nous avons trouvé, d'après des entrevues avec les personnels du service de maintenance, l'existence de certaines interventions qui ont été réalisées mais pas enregistrées. Nous comblons ce manque de données par une combinaison des données de l'historique avec les résultats de l'analyse vibratoire.

- Rupture par fatigue

Causes retenues :

- Balourd : dû au dépôt non uniforme de poussière et à l'enlèvement de matière par la corrosion uniforme et l'érosion.
- Fluctuation des efforts de pression sur les pales des roues centrifuges : due à l'augmentation de la production selon la saisonnalité et par la suite l'augmentation de la densité de la masse gazeuse à aspirer et refouler et ainsi la pression sur les ventilateurs.

Causes non retenues		Justification
Usure des paliers	Frottements ou chocs	Ces causes, lorsqu'elles existent, induisent des vibrations axiales et radiales importantes. L'analyse vibratoire nous montre que : à chaque fois qu'il y a eu un enlèvement manuel des dépôts de poussière de la roue centrifuge (dans les périodes des arrêts planifiés), les vibrations reviennent à leur état stable. Ce qui veut dire que seul le balourd est responsable de l'augmentation de la vibration du ventilateur.
	Mauvaise lubrification	
Désalignement (angulaire ou parallèle)		
Flexion rotative de l'arbre		

Tableau 12 : causes non retenues, rupture par fatigue

- **Fonctionnement hors les paramètres constructeur**

Causes retenues :

- Augmentation de la dépression en amont du ventilateur
- Surcharge des ventilateurs
- Absence du suivi des paramètres de fonctionnement

- **Corrosion**

Causes retenues :

- Milieu corrosif : existence d'acides, de température moyenne (90°C), et la création des crevasses par les effets de la fatigue.
- Destruction locale de la couche passive.
- Corrosion sous contrainte due à l'alliage du milieu corrosif avec les contraintes mécaniques dans la roue.
- Corrosion intergranulaire : absence d'éléments stabilisants.

Cause non retenue	Justification
Haut pourcentage de carbone	Les nuances 316L et 904L ont des faibles pourcentages de carbone (<0.02%)

Tableau 13: justification de cause non retenue

- **Défauts de soudage :**

Toutes les causes citées dans le cas des défauts de soudage n'ont pas été retenues. En effet, nous avons relevé du manuel constructeur des documents relatifs à la qualité des ventilateurs qui indiquent les mesures prises lors de l'opération de soudage, et que des contrôles non destructifs ont été établis pour vérifier l'intégrité des soudures. Ceci est développé davantage dans la section des défauts de soudage dans le chapitre suivant.

Conclusion

Ce chapitre nous permet de bien cerner la problématique par l'application de la méthode RDP. Nous commençons par une analyse globale du problème par la mise en application des méthodes QQOQCP et 5G, puis une description du processus de fabrication des engrais, ensuite une étude approfondie a été abordée par l'AMDEC pour déterminer les modes de défaillances et les composants critiques et enfin l'arbre des causes qui nous a permis de trouver les causes racines de la détérioration des ventilateurs. À la fin nous établissons un bilan des causes substantielles de fissuration sur lesquelles il faut agir pour les éliminer ou réduire leur effet.

Chapitre 3 :

Etude des causes de fissuration

Introduction

Dans ce chapitre, nous mettons la lumière sur les causes majeures qui sont à l'origine de l'apparition des fissures sur les roues des ventilateurs d'assainissement. L'étude des causes consiste à illustrer les mécanismes par lesquels sont régis les fissures et les étapes de leur amorçage et propagation. Nous nous intéressons aux mécanismes des phénomènes suivants :

- La rupture par fatigue, notamment dans les joints soudés suite à l'existence des efforts dynamiques (balourd) et le non-respect des conditions de fonctionnement normal indiqué par le constructeur. Dans le premier point, nous allons utiliser l'analyse vibratoire et ses disciplines pour voir l'effet du balourd sur la structure. Quant au second point, nous allons exploiter l'historique des mesures déjà réalisées par le constructeur Howden lors du fonctionnement des ventilateurs C08 pour comparer les valeurs mesurées de débit, température et de pression avec les valeurs de fonctionnement stable conseillées par Howden.
- La corrosion, en analysant l'environnement des ventilateurs et en réalisant une analyse chimique d'une solution issue du nettoyage de la roue.

Les autres causes comme les défauts de soudage seront abordées et vérifiées en fonction des données que nous disposons.

Les analyses que nous allons tirer de ce chapitre vont servir comme une base pour l'élaboration des solutions pour éradiquer ces causes où limiter leurs dégâts.

I. Rupture par fatigue

Plusieurs causes sont à l'origine de la fissuration par la fatigue surtout dans le cas des soudures. Dans ce qui suit, nous essayons de construire le contexte de travail pour mieux comprendre les phénomènes qui peuvent régir les fissures dans la roue, ensuite nous analyserons les causes possibles à étudier et dont les données sont disponibles.

I.1. la fatigue des matériaux

La fatigue est l'un des phénomènes les plus importants qu'il faut prendre en considération dans le dimensionnement des éléments mécaniques. La fatigue des matériaux a lieu une fois des efforts dynamiques (cycliques) sont appliqués à la structure. En fonction du nombre de cycles, la fatigue cause dans la plupart des cas des fissures qui, en se propageant, provoquent des dommages parfois destructifs.

La fatigue des matériaux peut avoir lieu même par l'application de contraintes inférieures à la limite élastique, des contraintes donc facilement résistantes si nous ne considérons que la résistance statique linéaire.

La rupture des structures subissant la fatigue se fait par la succession de deux phénomènes : le premier est la création et la propagation de la fissure par fatigue, et le deuxième est la rupture fragile à la résistance mécanique suite au rétrécissement de la surface effective (surface transmettant les efforts) à cause de la fissure.

Pour plus de détails sur la fatigue des matériaux, veuillez-vous référer à l'annexe 3.

I.2. la fatigue dans les joints soudés

Comme nous l'avons précisé, la fatigue des matériaux cause des fissures dans la structure qui résulte à sa détérioration. Dans les assemblages soudés, Les fissures sont entamées en général depuis les défauts résidants dans le cordon de soudure. Plus de détails concernant les joints soudés et les défauts de soudure sont présentés dans l'annexe 4.

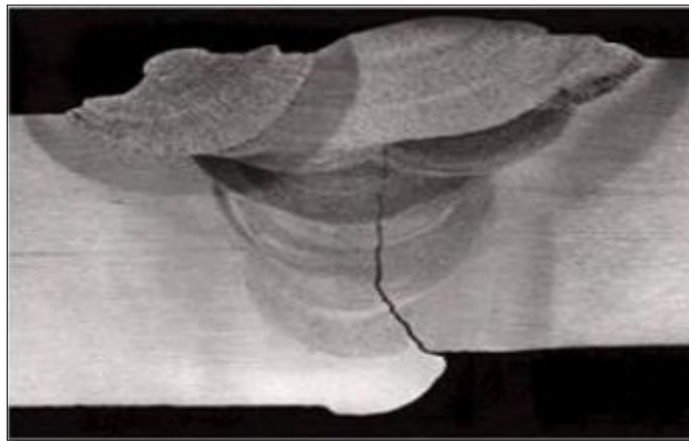


Figure 25: amorçage et propagation d'une fissure dans un joint soudé

En plus, la rugosité des joints soudés et l'état de surface est généralement médiocre et nécessite dans la plupart des cas un traitement de surface afin d'éviter la création et la propagation des fissures depuis les pointures existantes dans la surface des joints soudés. La figure 26 montre l'état de surface de la soudure entre le cône et le moyeu de la roue centrifuge.

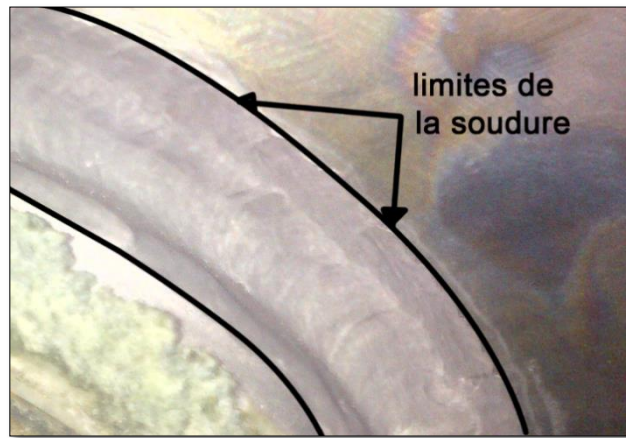


Figure 26: état de surface de la soudure entre le moyeu et la roue centrifuge (307/C08)

II. la vibration des machines industrielles

Toutes les machines en fonctionnement produisent des vibrations. Une machine neuve en excellent état de fonctionnement produit très peu de vibration. Les vibrations sont dues principalement aux effets dynamiques des jeux, des contacts, des frottements, ainsi qu'au déséquilibre des pièces en rotation par exemple. Elles sont impératives, toutefois leur niveau peut être modéré en prenant des mesures que nous allons détailler par la suite.

L'accroissement du niveau des vibrations constitue souvent la première manifestation physique d'une anomalie, cause potentielle des pannes. Ceci fait de la maintenance prédictive par analyse vibratoire un outil indispensable, puisqu'elle permet par une surveillance méticuleuse et un diagnostic approprié des défauts, d'éviter les défauts critiques qui causeront l'arrêt de la machines et de n'intervenir sur la machine qu'au bon moment et pendant des arrêts programmés de production.

II.1. maintenance vibratoire

La surveillance des machines tournantes consiste à suivre l'évolution des paramètres de fonctionnement de la machine par la mise en place des capteurs de mesure pour pouvoir détecter à un stade le plus précoce possible l'existence d'une anomalie et d'en suivre l'évolution à partir des indicateurs préalablement définis (position du centre de l'arbre, l'orbite du mouvement, amplitude du déplacement vibratoire), ainsi avoir la possibilité de planifier les actions correctives dans le moment opportun.

La surveillance de la vibration mécanique des machines peut être mesurée selon les trois grandeurs suivantes : déplacement, vitesse ou accélération. Les signaux obtenus sont des signaux sinusoïdaux qui ont des propriétés d'interchangeabilité : il est possible d'effectuer une intégrale de l'amplitude du signal de l'accélération en divisant par la pulsation du signal sinusoïdal pour obtenir l'amplitude de la vitesse ou du déplacement (la dérivation n'est pas envisagée puisqu'elle affecte négativement la qualité de mesure). C'est pour cette raison qu'on utilise souvent des accéléromètres au lieu des vélocimètres ou bien les sondes de déplacements.

L'analyse spectrale peut traiter ces signaux mesurés pour en tirer des informations simples mais significatives comme ce que l'on appelle les niveaux globaux de déplacement, vitesse ou accélération qui n'est que la valeur efficace du signal correspondant.

Le niveau global n'est pas très utile en lui-même lorsqu'il n'est pas comparé à une valeur seuil. Ce seuil est généralement défini soit par le constructeur ou des normes. Dans la maintenance vibratoire, deux seuils sont définis afin de respecter les principes de la maintenance prédictive : un seuil d'avertissement et un seuil d'arrêt. Le premier est appelé le seuil d'alarme, le deuxième est nommé le seuil critique. Le seuil d'alarme indique qu'un changement significatif est intervenu, La machine peut généralement continuer de fonctionner durant la phase d'analyse du problème, tandis que le seuil critique est le niveau au-delà duquel la poursuite du fonctionnement de la machine peut provoquer une défaillance, dans ce cas une intervention pour réduire les vibrations en arrêtant la machine est requise.

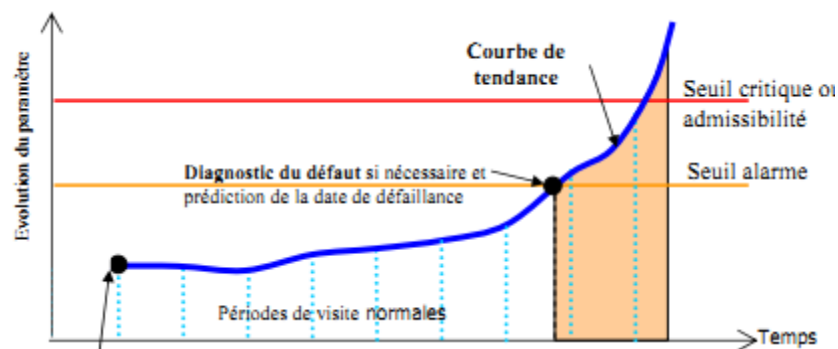


Figure 27: Courbe de tendance du niveau global

De nombreuses normes couvrent les paramètres vibratoire des machines tournantes, particulièrement la norme ISO 2372 donnant des seuils qui ne dépendent que de la puissance de la machine et de son type de fondation, ces seuils sont basés sur la valeur efficace de la vitesse vibratoire.

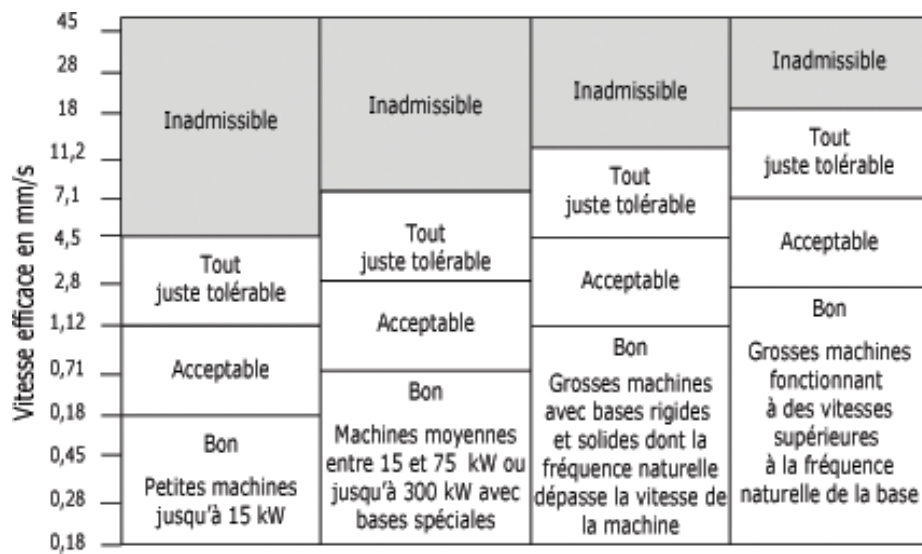


Figure 28: seuils d'admission selon la norme ISO 2372

Par exemple, suivant la norme ISO 2372, le seuil d'alarme d'une machine à grande puissance (comme les ventilateurs C07 ou C08 par exemple) est déclenché dès que le niveau global de vitesse de vibration arrive à 4,5mm/s, tandis que le seuil critique est de 11,2mm/s.

II.2. les vibrations sur les ventilateurs

Les ventilateurs comme les autres types des machines tournantes présentent des vibrations du rotor dues à plusieurs causes.

En effet, les ventilateurs ont en général ce que l'on appelle une « signature », c'est-à-dire l'état vibratoire mesuré lorsque le ventilateur fonctionne pour la première fois. Il est pris comme référence pour la comparaison avec les nouveaux spectres afin de pouvoir détecter des anomalies potentielles.

Les vibrations des ventilateurs sont surveillées au niveau des paliers. Les mesures sont directionnelles dans chaque palier et peuvent se faire suivant trois directions : axiale, radiale horizontale et radiale verticale. Dans chaque direction de mesure on peut choisir parmi les trois indicateurs : déplacement, vitesse ou accélération.

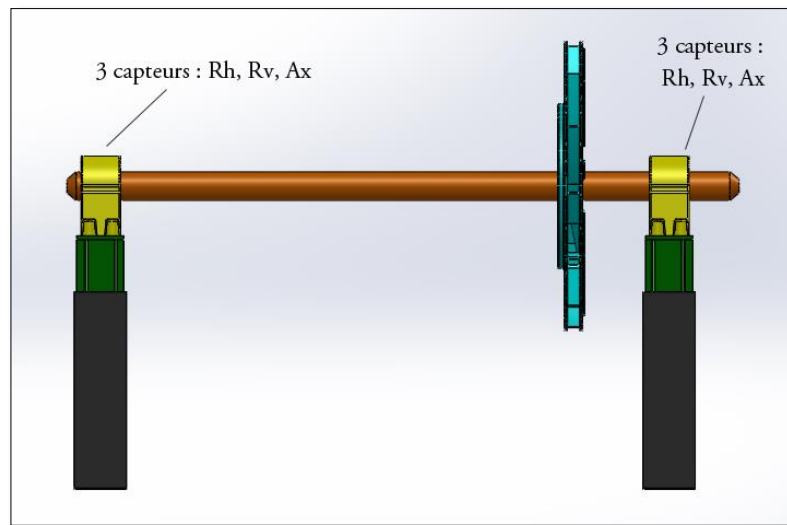


Figure 29: emplacement des capteurs de mesure des vibrations Rh, Rv et Ax dans les ventilateurs C08

II.2.1. Etude des causes de vibrations des ventilateurs C08

II.2.1.1. déséquilibre du rotor

A. balourd

Toute machine tournante peut avoir des problèmes d'équilibrage résultant de l'apparition du balourd. Dans notre cas le balourd est formé par le dépôt de poussières d'engrais au fur et à mesure sur la surface de la roue centrifuge. Ceci cause un déséquilibre du rotor du fait que le centre de rotation et le centre de masse ne sont plus coïncidents. Ce défaut est le plus énergétique puisqu'il est exprimé en fonction du carré de la vitesse de rotation et la masse du balourd. Il est donc considéré comme l'une des causes substantielles de la vibration d'une machine avec une fréquence identique à la fréquence de rotation, engendrant ainsi des niveaux vibratoire importants dans la direction radiale notamment horizontale.

En théorie, le balourd engendre une force radiale centrifuge liée à sa masse, sa distance par rapport au centre de rotation et la vitesse de rotation du rotor¹³. Cette force est cyclique : elle a la même fréquence que la fréquence de rotation du rotor. Elle peut être modélisée de façon simplifiée par une fonction sinusoïdale ayant une amplitude, une pulsation et une phase à l'origine.

¹³ La modélisation des efforts dynamiques du balourd est présentée au chapitre 4, page 92.

Nous connaissons que à chaque fois que l'on exerce une excitation sinusoïdale maintenue sur une structure, sa réponse doit être forcément sinusoïdale aux termes de déplacement, vitesse ou accélération de la vibration.

La transformée de Fourier (FFT ou Fast Fourier Transformation) de cette réponse va nous donner la représentation fréquentielle simplifiée du signal :

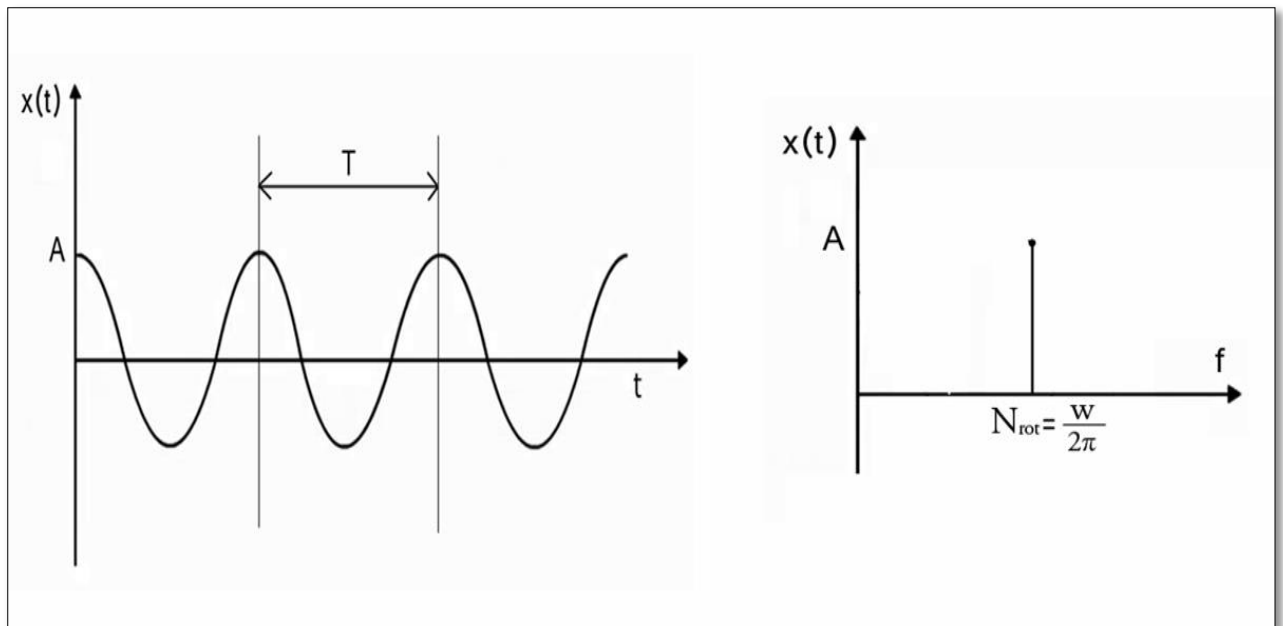


Figure 30: signal original (à gauche) et sa FFT dans le domaine fréquentiel (à droite)

Des accéléromètres disponibles à JFC V peuvent mesurer les vibrations et traiter les signaux mesurés pour fournir des spectres fréquentiels de l'accélération ou la vitesse de vibration depuis lesquels il serait facile d'identifier les défauts de vibrations s'ils existent.

Pour vérifier l'existence ou non du balourd, et pour avoir une idée sur son effet s'il existe, nous essayons d'analyser un historique des spectres de vibrations disponibles surtout les spectres relatifs à la vitesse de vibration.

Dans la figure 31, nous présentons un exemple d'un spectre traduisant un état vibratoire du rotor :

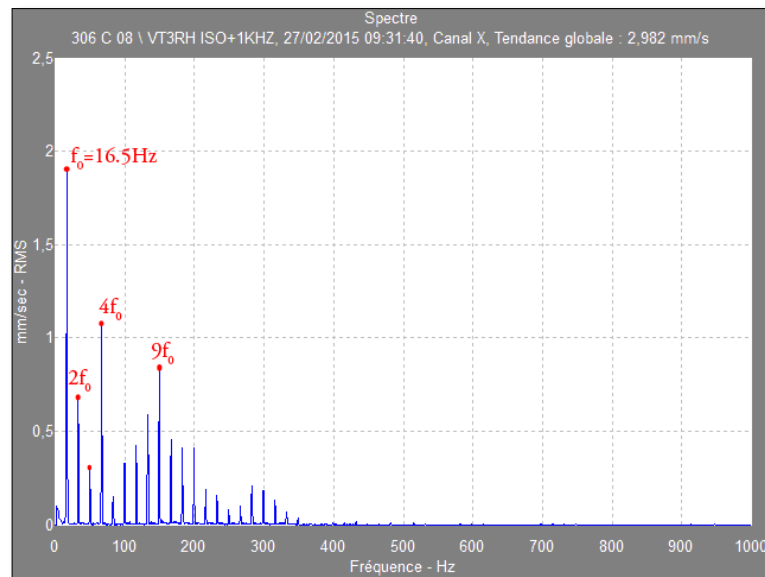


Figure 31: spectre vibratoire mesuré par un capteur Rv au niveau d'un palier du ventilateur C08, valeur efficace de la vitesse (RMS) en fonction de la fréquence

Depuis ce spectre, nous remarquons qu'il existe un peak de la vitesse de vibration (1,9 mm/s) à la même fréquence de rotation du rotor, induisant après lui des harmoniques (multiples de la fréquence f_0). La maintenance vibratoire nous indique qu'il y a amorçage d'un balourd qui tend à augmenter la vitesse de vibration (et donc le déplacement du rotor). Toutefois la valeur efficace de la vitesse indiquée est bien inférieure au seuil d'alarme spécifié par les normes (4.5mm/s).

Après le nettoyage du rotor pendant la période d'arrêt des ventilateurs, les vibrations reprennent des valeurs plus faibles et plus stables. Ceci est un argument fort en faveur de l'existence du balourd et son effet sur les vibrations et par conséquent sur la fatigue et l'apparition des fissures dans la structure.

III. Fonctionnement hors les paramètres constructeur

III.1. Pression, débit et courbes caractéristiques des ventilateurs C08

A. Les pressions dans les ventilateurs

Dans un ventilateur, on définit plusieurs types de pressions :

- Pression totale du ventilateur FTP (Fan Total Pressure) : augmentation totale de pression mesurée par tube de Pitot : $FTP = p_{t2} - p_{t1}$

- Pression dynamique du ventilateur FVP (Fan velocity pressure) : pression dynamique moyenne à l'aval du ventilateur seulement. $FVP = FTP - FSP$.
- Pression statique du ventilateur FSP (Fan Static Pressure) : pression statique qui est la différence entre la pression totale et la pression dynamique. C'est en fait la partie de l'énergie mécanique utile appliquée sur le fluide.

La raison pour laquelle on définit la pression dynamique d'un ventilateur c'est parce qu'elle est liée à la vitesse du fluide. L'énergie cinétique cédée par le ventilateur a été traditionnellement supposée en tant que perte d'énergie surtout pour les ventilateurs refoulant à l'atmosphère comme le cas des ventilateurs d'assainissement dans notre projet.

Dans les mesures pratiques de pression, des fluctuations excessives de pression sur les tubes de mesure sont souvent remarquées. Ceci est dû principalement aux turbulences du fluide au sein du ventilateur.

B. Courbe caractéristique : $P = f(Q)$

Les courbes caractéristiques des ventilateurs d'assainissement C07 et C08 de Howden à JFC V sont présentés dans la figure 32 à la page suivante.

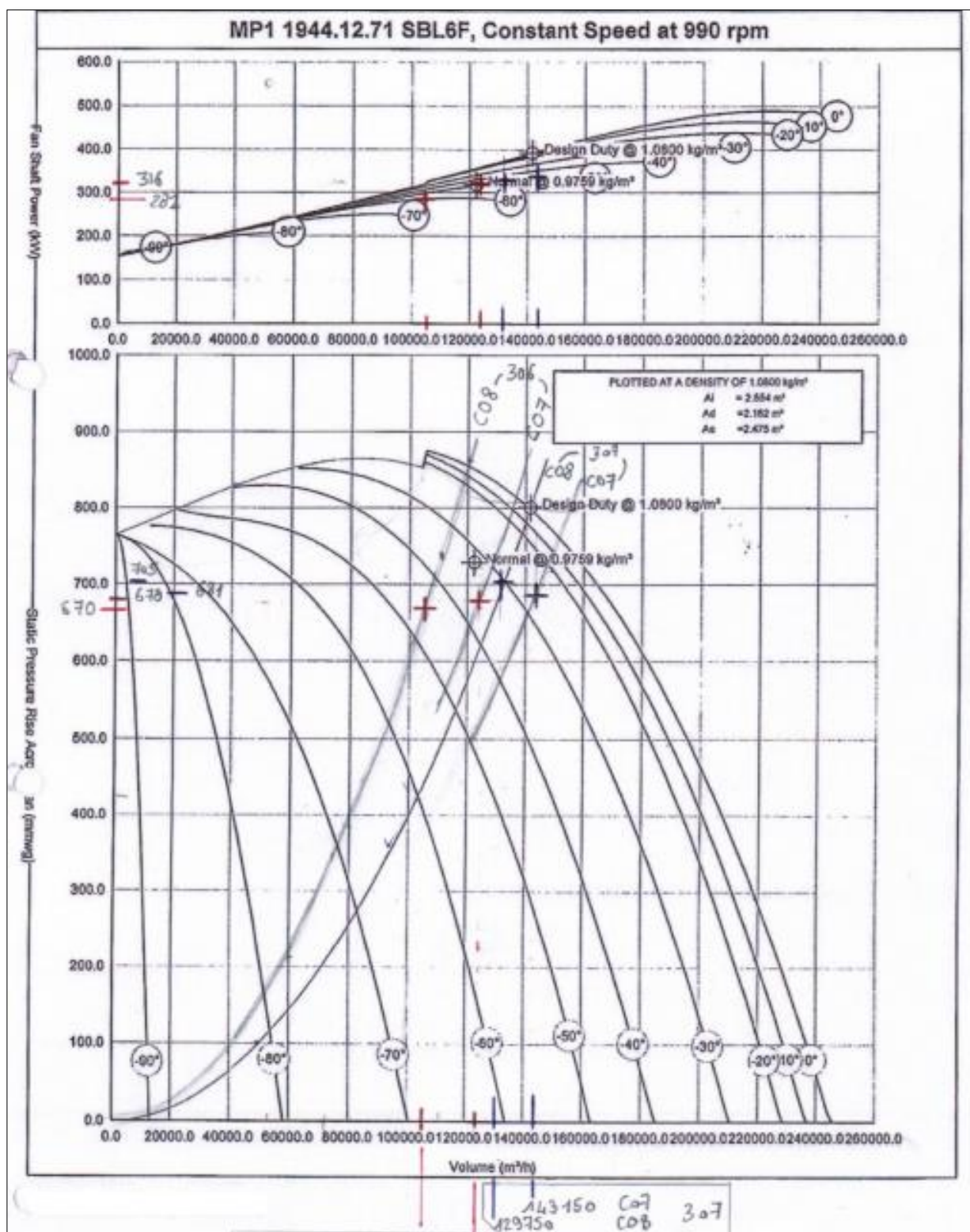


Figure 32: caractéristiques et points de fonctionnement des ventilateurs C07 et C08 dans les lignes de production 306 et 307.

Les valeurs prises de ces courbes sont présentées dans le tableau suivant :

Grandeur	Ligne 306	Ligne 307	Valeurs constructeur
Débit (m ³ /h)	105600	129750	135000
Pression statique (mmCE)	678	705	750
Puissance à l'arbre (KW)	281	320	383

Tableau 14: valeurs de pression, débit et puissance à l'arbre des ventilateurs d'assainissement C08

Par une simple comparaison, les valeurs des différences de pression et des débits sont inférieures à celles limitées par le constructeur.

C. Température

Quant à la température de fonctionnement, le graphe suivant montre la fluctuation de la température d'aspiration mesurée à l'amont du ventilateur :

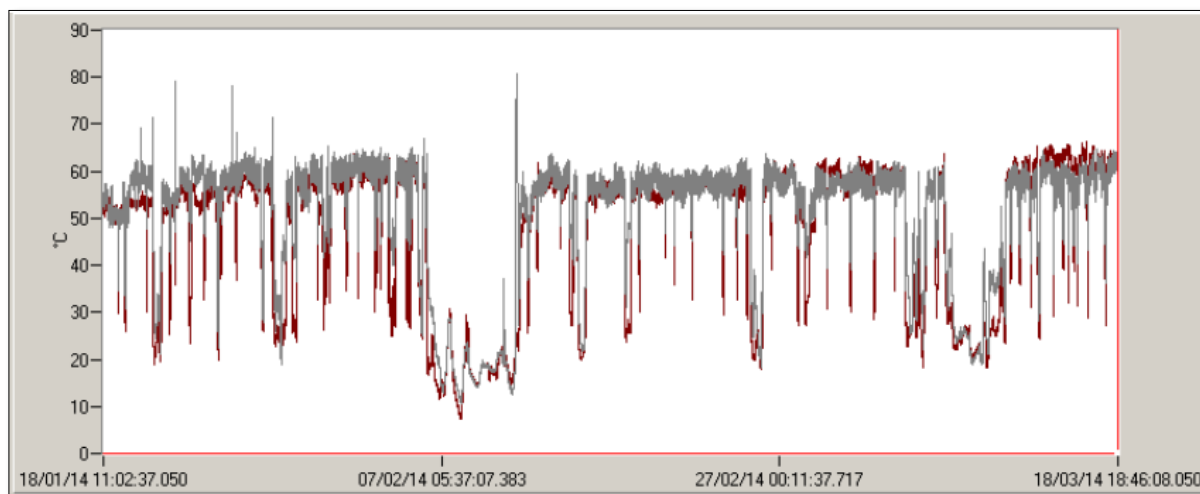


Figure 33: mesure de la température à l'amont du ventilateur C08

La température est donc autour de 55°C en moyenne arrivant à 63°C comme valeur maximale. Ces valeurs sont inférieures à la température nominale conseillée par le constructeur qui est de 65°C.

Remarque : Il est à noter que les valeurs de la densité de la masse gazeuse ne figurent pas parmi les données mesurées.

D. Fonctionnement anormal

Les vérifications des valeurs de pression et de températures semblent normales, Cependant, il a été noté que dans certaines conditions, les valeurs des vibrations augmentent considérablement et fluctuant en fonction du temps. La figure 34 montre l'amplitude de la vitesse efficace de vibration en millimètres par seconde durant la période du 25 janvier au 5 février 2014.

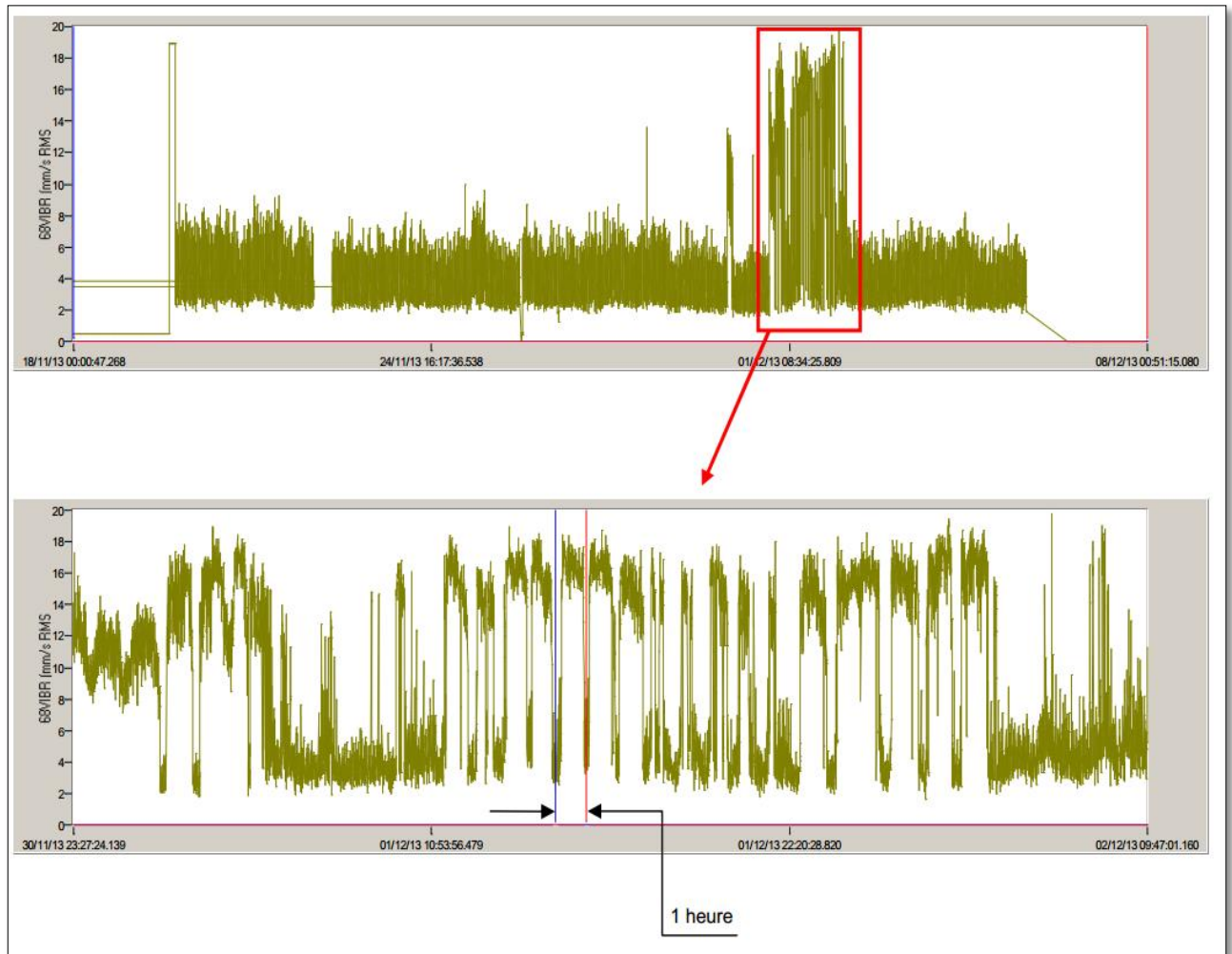


Figure 34: graphe de la valeur efficace de la vitesse de vibration en fonction du temps

Les fluctuations de la vibration est d'une période relativement constante égale à une heure. Dans cette variation, la vitesse de vibration arrive à des valeurs proches de 20mm/s qui dépassent de loin le seuil critique de vibration.

Cette fluctuation est due à une augmentation continue de la dépression à l'amont du ventilateur suite à un étranglement du circuit d'aspiration. Ce qui justifie cette cause est que l'ouverture d'une vanne qui

existe en amont du circuit laissant le ventilateur aspirer de l'air ambiant (atmosphère) allège la dépression et diminue les vibrations comme il est remarqué dans le graphe de la figure 34.

Nous proposons 2 solutions relativement à ce problème dans la section des solutions.

IV. Corrosion

IV.1. La corrosion des matériaux

La corrosion des matériaux est un phénomène qui cause en général la détérioration des matériaux suite à la présence d'un milieu dit corrosif. L'étude de la corrosion des métaux en particulier est intéressante puisqu'elle présente une partie importante des défaillances des structures métalliques dans le milieu industriel. Le remplacement des ouvrages ou des pièces corrodés dans l'industrie au niveau mondial est estimé à 2% du produit brut mondial¹⁴.

La corrosion des métaux est un phénomène naturel qui relève essentiellement de l'électrochimie. Le métal tend à revenir à son état oxydé stable par perte d'électrons due à l'interaction avec le milieu naturel qui est en général très oxydant. En effet, le métal est présent sur la terre sous forme d'oxyde. La science de la métallurgie consiste donc à extraire le métal du minerai par réduction : l'aluminium est extrait depuis la bauxite, le fer depuis l'hématite, le cuivre depuis la chalcopirite et le titane depuis la rutil. La corrosion est donc le retour du métal à son état original naturel existant avant l'intervention de l'homme.

Rares sont les métaux qui résistent à la corrosion. Ces métaux ont des potentiels élevés et sont appelés métaux nobles comme l'or, le platine, l'argent, l'iridium, l'osmium, le ruthénium et le palladium.

Les milieux les plus intenses en ce qui concerne la corrosion sont les milieux naturellement acides, salins, chauds, humides et d'autres comme les milieux biologiques contenant des bactéries ou des micro-organismes.

IV.2. Paramètres influents sur la corrosion

La corrosion des métaux a en général une nature électrochimique qui met en œuvre le métal et l'environnement comme des réactifs. Plusieurs paramètres conditionnent le type et la cinétique de la corrosion des matériaux, ces paramètres relèvent du matériau lui-même ou du milieu. La figure ci-dessous illustre plusieurs paramètres pouvant influencer la corrosion.

¹⁴ Bernard Normand, Nadine Pébère, Caroline Rchirad, Martine Wery, Prévention et lutte contre la corrosion : une approche scientifique et technique, PPUR, 2004, p798.

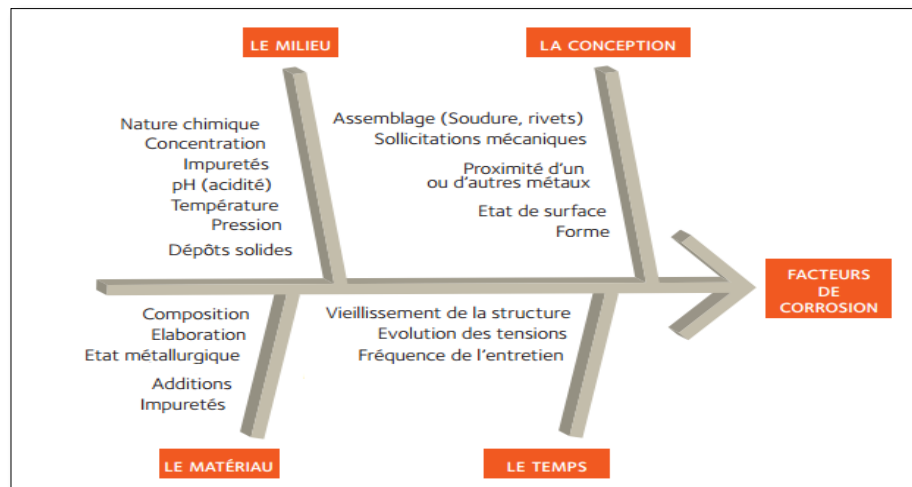


Figure 35: facteurs influençant la corrosion

IV.3. Les types de corrosion :

Il existe plusieurs types de corrosion des matériaux métalliques, cependant nous allons nous concentrer sur les types susceptibles d'avoir lieu dans notre cas.

IV.3.1. Corrosion sous contrainte

La corrosion sous contrainte a lieu par la réunion d'un milieu agressif et une contrainte mécanique. Ce type de corrosion se caractérise par l'apparition de fissures intergranulaires ou transgranulaires dont la direction générale de propagation est perpendiculaire à la plus grande contrainte.

La contrainte peut être résiduelle (lié au procédé : soudage par exemple) ou appliquée à la structure suite au fonctionnement normal.

Les fissures ne se propagent que lorsque la contrainte est supérieure à un certain seuil (contrainte limite de rupture) qui dépend du matériau et du milieu. Au-delà, la vitesse de propagation augmente avec la contrainte. Généralement, il existe un temps appelé temps d'incubation pendant lequel la fissure ne se propage pas initialement, même lorsque les conditions mécaniques requises sont présentées.



Figure 36: microfissure due à la corrosion sous contrainte

Plusieurs mécanismes et modèles ont été théorisés pour expliquer le phénomène de la corrosion sous contrainte, le premier étant la fragilisation par l'hydrogène, cependant ce cas est pertinent seulement pour les aciers ferritiques ou ferrito-martensitiques qui n'est pas le cas dans notre projet. Le deuxième mécanisme introduit la notion de plasticité locale et l'émergence des dislocations en surface. Ce mécanisme est valable pour les aciers austénitiques et présente des arguments forts puisqu'il a été remarqué que la vitesse de propagation de fissures dans les aciers austénitiques est liée linéairement à la vitesse de corrosion lorsqu'on fait varier l'agressivité du milieu.

IV.3.2. Corrosion intergranulaire

Comme son nom l'indique, la corrosion intergranulaire concerne les joints de grains du matériau métallique. Dans les aciers inoxydables, elle est surtout présente au voisinage des soudures et dans la zone affectée thermiquement (ZAT) suite à la formation des carbures de chrome. L'appauvrissement en chrome de ces zones cause une hétérogénéité dans le matériau rendant ces zones plus susceptibles d'être corrodées.

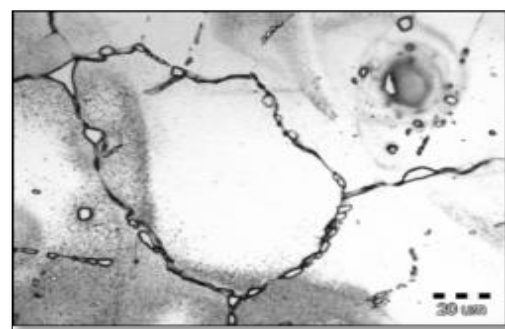


Figure 37: corrosion intergranulaire

IV.4. Etude des causes de corrosion :

IV.4.1. Matériau : acier inoxydable

Les aciers inoxydables sont des types des alliages de fer-carbone auxquels est ajouté du chrome en solution avec des proportions généralement supérieures à 10,5% (norme EN 10020). Le chrome ajouté permet, après une oxydation rapide, la formation d'une couche passive d'oxyde de chrome (Cr_2O_3) qui couvre le métal de son milieu et réduit considérablement la cinétique de la corrosion.

En se référant à une électrode d'hydrogène, le potentiel des aciers inoxydables est élevé se situant entre le molybdène et le mercure non loin de l'argent et du platine.

D'autres éléments que le chrome sont ajoutés aux aciers inoxydables tel que le nickel, le titane et le molybdène. Le nickel est un élément gammagène : il favorise la formation d'une structure austénitique qui, à côté de l'amélioration des propriétés mécaniques, confère une ductilité améliorée aux alliages inox contenant le nickel. Le titane ou le molybdène sont utilisés pour d'autres raisons telles que la stabilisation des alliages inox performants à une température autre que l'ambiante ou la protection du métal contre l'appauvrissement en chrome dans certaines opérations d'assemblage (soudage). D'autres éléments à

haut point de fusion sont utilisés selon les applications comme le vanadium ou le tungstène pour les aciers inox performants à haute température.

Le carbone, quant à lui, est utilisé selon les applications en faibles ou en hauts pourcentages. En haute teneur, le carbone permet de tremper l'acier pour obtenir des aciers inox martensitiques très dur. Cependant, la haute teneur de carbone nuit à la soudabilité de l'acier inox.

IV.4.1.1. Nuances des aciers inoxydables

Les aciers inox sont généralement désignés par leurs pourcentages massiques en chrome et en nickel. Comme exemple, parmi les nuances les plus utilisées pour la fabrication des éléments de cuisine est celle contenant 18% de chrome et 10% de nickel ; cet acier inoxydable est donc noté 18/10.

Les deux nuances (austénitiques) les plus courantes sont présentées dans le tableau suivant, selon plusieurs désignations :

Nuances des aciers inox selon les désignations						
EN 10027 (EU)	Afnor NF A 35573 (Fr)	AISI (US)	composition			
			%C ≤	%Cr	%Ni	Autres
X2CrNi18-09	Z3CN18-10	304 L	0.02	17 à 19	9 à 11	Mn 2%
X2CrNiMo17-12-02	Z2CND17-12	316 L	0.02	16 à 18	10.5 à 13	Mo 2 à 2.5%
X2NiCrMoCu25-20-5	Z2NCUDU25-20	904L	0.02	19 à 21	24 à 25	Mo 4,5 à 5 % Cu 1,2 à 1,8 %

Tableau 15: composition chimique des aciers inoxydables communs

Selon la nomenclature AISI, le L signifie «Low carbon». Les nuances 304 et 316 ont un pourcentage de carbone de 0.05%.

Les matériaux des roues en question sont :

- Le X2CrNiMo17-12-02 ou le 316L
- Le X2NiCrMoCu25-20-5 ou le 904L

IV.4.1.2. Soudage des aciers inoxydables

Plusieurs problèmes peuvent se poser lors du soudage des aciers inoxydables, notamment la formation des carbures de chrome Cr_{23}C_6 (23 atomes de chrome pour 6 atomes de carbone) qui appauvrissent la zone adjacente en chrome et nuisent à la formation de la couche passive de protection. Ces carbures se forment généralement dans les joints de grains et peuvent causer dans certains cas une corrosion intergranulaire.

Pour remédier à ce problème, des alliages contenant de faibles pourcentages en carbone avec des petits pourcentages de titane (alliage 321 AISI) ou de niobium (alliage 347 AISI) sont utilisés pour augmenter la stabilité de l'alliage. Par exemple, dans le cas de l'utilisation du titane, il doit être ajouté à une concentration équivalente au quadruple du pourcentage du carbone. Le titane permet de remplacer le chrome dans la réaction, formant ainsi des carbures de titane TiC avant la formation des carbures de chrome Cr_{23}C_6 .

IV.4.2. Milieu

Les ventilateurs C07 et C08 sont chargés de l'assainissement des lignes de production 306 et 307 principalement des poussières d'engrais et le refoulement des gaz dans la section de lavage. Le circuit d'aspiration/refoulement a été présenté dans les figures 13 et 14 p.42.

Comme nous l'avons souligné, les lignes de production de JFC V produisent 3 types d'engrais : MAP, DAP et TSP. D'autre part, les ventilateurs sont équipés de buses d'injection d'eau et de vapeur pour le nettoyage des impuretés et des poussières qui se collent sur la surface de la roue du ventilateur. Comme conséquence, une solution aqueuse diluée, constituée par dissolution des engrais dans l'eau de nettoyage, contenant de l'acide phosphorique et l'ammoniac entre autres composants, est présente à la surface de la roue. Par effet centrifuge, cette solution est propulsée de la surface de la roue, cependant des traces restent coincées (stagnent) dans les microfissures causées par la fatigue du matériau sur la surface de la roue. Ces microfissures rompent déjà la couche passive de protection contre la corrosion, et il se peut que le métal se trouve ouvert sans protection face à la solution aqueuse avant la repassivation de la surface. Ceci peut causer une accélération de propagation des microfissures et constitue le début de la corrosion sous contrainte.

La propagation des fissures affaiblit la résistance du rotor et peut causer avec l'évolution du nombre de cycles une rupture fragile au niveau de la liaison roue avec l'arbre.

Pour étudier l'effet de la corrosion sur la propagation des fissures, nous allons avoir recours à une analyse chimique sur des échantillons de la solution en question pour avoir une idée précise sur les composants de la solution et leurs effets sur la corrosion.

Les résultats de l'analyse chimique sont présentés dans le tableau suivant :

Référence	CL ⁻ (g/L)	%F	%SO ₃	%P ₂ O ₅
C08	12,05	2,35	0,1	5,34

Tableau 16: analyse du liquide de lavage du ventilateur C08

L'analyse chimique nous permet de découvrir l'existence de certains éléments plus nocifs que l'acide phosphorique : le chlore, le fluor et le soufre avec des quantités considérables surtout en termes de chlore (12g/L) et de fluor (2,35%).

• Effet du milieu sur les roues centrifuges :

Les solutions corrosives agissent directement sur la stabilité du film passif et déterminent donc la résistance à la corrosion. Il s'agit principalement du pH et du potentiel d'oxydoréduction qui conditionnent le potentiel métal-solution. Il faut par ailleurs insister sur le rôle de certaines espèces chimiques car même lorsqu'elles ne sont présentes qu'à de faibles teneurs, elles sont de nature à modifier l'équilibre métal-solution. C'est pour cette raison que nous avons décidé de procéder à une analyse chimique de la solution de lavage.

A. Effet de l'acide chlorhydrique et le fluor sur les aciers inoxydables :

L'acide chlorhydrique pose un problème spécifique de corrosion uniforme dans la mesure où les courbes de polarisation cathodique sont situées vers les bas potentiels et de ce fait coupent la courbe de polarisation au niveau de son pic d'activité. La présence d'oxydants, en particulier d'oxygène a pour effet de déplacer les courbes de polarisation cathodique vers la droite et d'augmenter la densité du courant de corrosion.

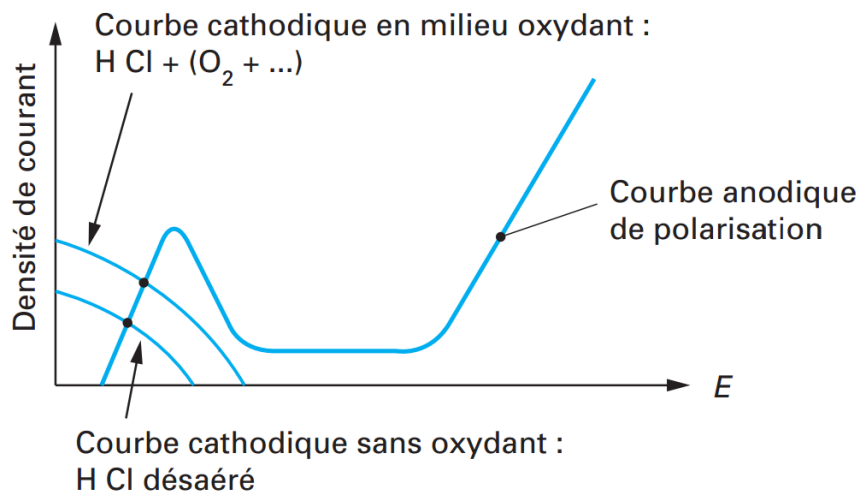


Figure 38: effet de l'acide chlorhydrique sur le potentiel et le courant de corrosion

Dans un milieu contenant des chlorures, les hétérogénéités métallurgiques, notamment celles pouvant apparaître lors de la mise en œuvre du matériau (soudage) ne sont pas tolérables.

Les conditions de résistance du film passif pour la nuance X2CrNiMo 18-15-4 (316L) est aux alentours de 1% en acide chlorhydrique sous une température de 50°C dans une solution désaérée. Toutefois dans les solutions aérées ou en présence d'oxydants (fluor et oxygène dans notre cas), la position relative des courbes anodique et cathodique illustre l'accroissement de l'agressivité de la solution. Dans ces conditions la nuance : X1NiCrMoCu25-20-5/1.4539 (904L) ne présente plus une résistance à la corrosion suffisante.

Les fluores sont des halogènes comme les chlorures, sauf que leur effet est plus accentué. En effet, le fluor est l'élément chimique le plus réactif possédant la plus forte électronégativité, il est donc très oxydant. Les fluorures contribuent à la corrosion uniforme en entraînant les mêmes phénomènes. Les fluorures peuvent avoir des conséquences sur d'autres types de corrosion comme la corrosion sous contrainte ou intergranulaire.

B. Effet de l'acide Phosphorique et les sulfates sur les aciers inoxydables :

Les acides phosphoriques purs sont peu agressives, toutefois les nuances ferritiques X6Cr17/1.4016 et austénitiques X2CrNi19-9/1.4307 n'offrent pas une sécurité suffisante au regard du procédé de fabrication puisque, comme nous l'avons mentionné, des chlorures, des fluorures et des sulfates sont présents dans le milieu suite à l'attaque du minerai de phosphate par l'acide sulfurique.

Les sulfates sont présents en faible quantité. Dans ce cas ils se comportent comme des réducteurs. Les aciers inoxydables ferritiques et martensitiques se comportent mal vis-à-vis des solutions contenant de l'acide sulfurique de 30% à 80%. Toutefois dans les pourcentages que nous avons trouvés (0.1%) l'effet des oxydes de soufre existants n'est pas très significatif.

Nous concluons d'après ces analyses que le milieu est très corrosif et que des mesures doivent être prises pour atténuer l'effet de la corrosion sur les rotors des ventilateurs. Nous présentons les solutions relatives à la corrosion dans le cinquième chapitre relatif aux solutions proposées.

V. Défauts de soudage

V.1. Les assemblages soudés

L'assemblage par soudage est l'un des procédés les plus connus et les plus utilisés dans l'industrie de construction. Il permet d'assembler de manière permanente deux ou plusieurs pièces de façon à assurer la continuité de la matière au long de la liaison.

Le soudage consiste à engendrer une fusion locale des pièces à assembler avec l'introduction éventuelle d'un métal d'apport. A côté de son importance capitale, le soudage présente plusieurs défauts qu'il faut essayer d'éviter pour avoir une jointure ayant une bonne résistance qui peut durer au moins autant que la durée de vie du produit.

La résistance de la soudure dépend de plusieurs paramètres dont le procédé de soudage, le type du métal d'apport et sa compatibilité avec les matériaux des pièces à souder, le courant de soudage (intensité), la tension, les préparations des pièces, le milieu de soudage (présence d'humidité), la technicité, le contrôle après le soudage...

Les procédés de soudage sont un facteur important dans la détermination de la résistance de la soudure. Il existe plusieurs procédés de soudage courants notamment le soudage à l'arc électrique et ses variantes, le soudage électrique par résistance, le soudage aux faisceaux laser, le soudage plasma, par friction et par diffusion.

V.1.1. défauts de soudures

Les défauts de soudure sont l'une des causes de détérioration des assemblages soudés. Il existe plusieurs types de défauts de soudures : les fissurations, les soufflures, les retassures et criques de solidification, les inclusions, les morsures et les caniveaux, des défauts géométriques du cordon, des défauts de pénétration ou un manque de fusion.

Pour plus de détails sur les défauts de soudage, veuillez-vous référer à l'annexe xy section : « défauts de soudure ».

Les défauts des soudures sont inévitables. Ils sont parfois microscopiques ou macroscopiques et nécessitent à la rigueur un contrôle après le soudage pour la détermination de la nature et la densité de ces défauts dans le cordon.

Ce sont les défauts de soudure qui sont la raison principale du déclenchement et la création de la fissure suite aux efforts cycliques. Nous allons étudier ce phénomène de création et de propagation plus méticuleusement dans la section de la rupture des soudures par fatigue.

V.1.1.1. classes de qualité des soudures

Les assemblages soudés contiennent impérativement des anomalies ou des défauts sauf que leur nombre ou leur taille peut varier selon les conditions ou le procédé de soudage. Il existe plusieurs normes qui classent les soudures selon des qualités, parmi ces normes figurent les normes françaises NF P2-471 et NF P22-474 qui classent les soudures suivant des qualités ou des classes :

- Classe 1 : exigence élevée, les défauts sont difficilement tolérables. Réservée aux assemblages dont le niveau de contraintes est important et dont la défaillance ou la rupture du joint peut causer des conséquences économiques graves.
- Classe 2 : exigence moyenne, adaptée aux assemblages principaux d'ouvrages courants dont la défaillance du joint peut causer une instabilité de l'ensemble.
- Classe 3 : exigence faible ; les contraintes dans la structure sont faibles. Cette classe est destinée pour les assemblages secondaires d'ouvrages courants.

Les ventilateurs d'assainissement appartiennent clairement à la première classe vu que la rupture des joints soudés va causer un arrêt dans la ligne de production accompagné de frais de maintenance importants ou carrément le remplacement du rotor du ventilateur.

Il faut donc comparer le nombre de défauts et leur taille aux tolérances spécifiées par les normes et suivant les cas effectuer des opérations de corrections si elles sont nécessaires. Afin de diagnostiquer le niveau de défauts dans les joints soudés, on a généralement recours aux contrôles de post-soudage, spécialement les contrôles non destructifs.

V.1.1.2. contrôles non destructifs des joints soudés

Il s'avère primordial de vérifier l'état des assemblages soudés sur les pièces de résistance. Les contrôles non destructifs permettent de vérifier la qualité des soudures sans altérer leurs caractéristiques. Il existe plusieurs types de contrôles non destructifs, nous pouvons citer ceux les plus utilisés dans le contrôle des soudures : contrôle visuel, le ressuage, contrôle par ultrasons, contrôle par les rayons X, contrôle par les rayons Gamma et enfin contrôle magnétique (courant de Foucault).

Ces contrôles permettent de détecter la présence, la position et éventuellement le nombre de défauts dans un joint soudé. Suite à ces contrôles, selon les classes de qualité de la structure en question, il faut voir s'il faut effectuer des corrections (traitement thermiques ou autres) ou d'accepter le niveau de défauts existant.

V.2. vérification de l'intégrité des soudures des roues centrifuges

Les documents relatifs à la qualité des produits du constructeur Howden nous ont permis de vérifier l'intégrité des joints soudés sur les roues centrifuges. En effet il existe plusieurs zones de liaison dans les roues :

- Entre les pales et le disque arrière
- Entre les pales et le disque avant
- Entre le cône et le disque arrière
- Entre le cône et le moyeu
- Entre le moyeu et le disque arrière
- Entre les raidisseurs en arrière et le disque arrière
- Entre le disque avant et l'anneau d'aspiration

Ces zones avec les contrôles correspondants sont présentées dans la figure 39 (page suivante).

Les documents de qualité des ventilateurs déclarent que Howden a effectué les contrôles non destructifs nécessaires et que les résultats des sont conformes aux standards de Howden.

La vérification s'étale sur les points suivants :

- Certificats de réception type 3.1B (NF EN 10.204) des tôles de la roue AISI 316L
- Certificats de réception type 3.1B (NF EN 10.204) du moyeu-frette AISI 316L
- Certificats de réception 3.1B (NF EN 10.204) du métal d'apport
- La qualification des soudeurs (NF EN 287-1)
- La qualification des modes opératoires de soudage (NF EN 288-3)
- Contrôle dimensionnel selon les dessins
- Tests CND suivants plusieurs méthodes :
 - Ultra-son ou Rayons X pour les soudures bout à bout
 - Ressuage ou magnétoscopie pour les autres types (T-joint)

Ces zones de soudage et les contrôles correspondants sont représentés dans le schéma suivant :

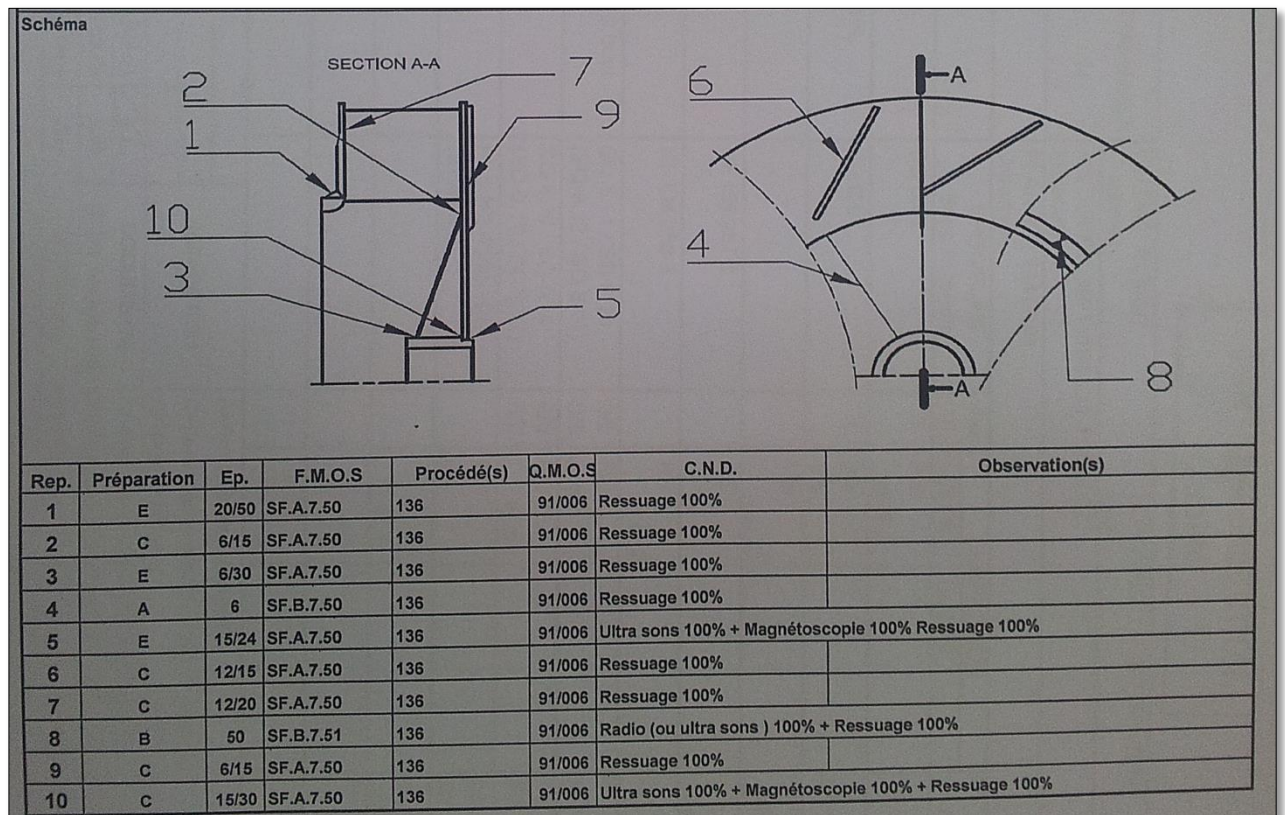


Figure 39: schéma des zones soudées avec les contrôles et les préparations correspondants

Les chanfreins et préparation des pièces avant assemblage sont codifiée par des lettres :

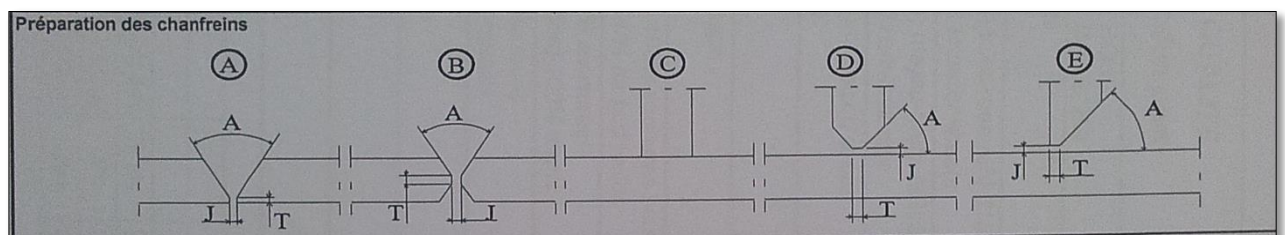


Figure 40: types de préparation pour les soudures

Ces soudures subissent des traitements thermiques après les soudures :

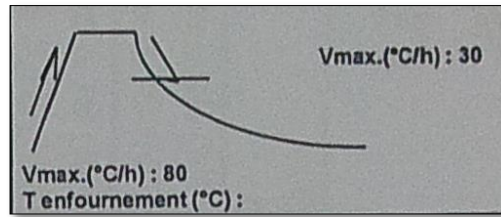


Figure 41: traitement thermique après soudage, palier 1h à 590°C.

Conclusion :

L'étude des causes de fissuration des ventilateurs chacune à part nous permet de comprendre l'apport de chaque cause sur la détérioration des ventilateurs et de construire une base solide qui va nous aider à proposer les solutions adéquates pour chaque cause, que ça soit les effets dynamiques causés par le balourd, la dépression en amont des ventilateurs due à l'encrassement du circuit en amont ou encore la corrosion due au milieu agressif.

Les analyses des causes nous permettent à côté de résultats des études statiques et dynamiques, qui seront traités dans le chapitre suivant, de mieux évaluer la cause principale de ces défaillances.

Chapitre 4 :

Modélisation et vérification de la résistance

Introduction

Dans ce chapitre nous présentons la modélisation de la roue centrifuge réalisée depuis les côtes réelles (plans du manuel constructeur). A côté de la modélisation de la géométrie de la roue, nous relevons les efforts qui lui sont appliqués et modélisons certains efforts dont l'identification n'est pas évidente. Ces modélisations nous permettent de réaliser des études numériques afin de vérifier la résistance de la roue aux efforts externes statiques et dynamiques. La vérification de la résistance aux efforts statiques sera réalisée à l'aide du logiciel ANSYS Workbench qui va nous fournir des informations sur la répartition du champ des contraintes équivalentes dans la roue et nous permettra de déduire la résistance. Tandis que la résistance aux efforts dynamiques (résistance à la fatigue) sera réalisée par le logiciel de HBM : nCode Designlife qui permet de calculer une estimation du nombre de cycles avant la défaillance par fatigue de la roue suite aux efforts cycliques.

I. Modélisation de la roue

I.1. dessin d'ensemble du ventilateur

Afin de donner une idée sur la forme des ventilateurs d'assainissement, nous avons essayé de les modéliser de manière simplifiée sur le logiciel Solidworks.

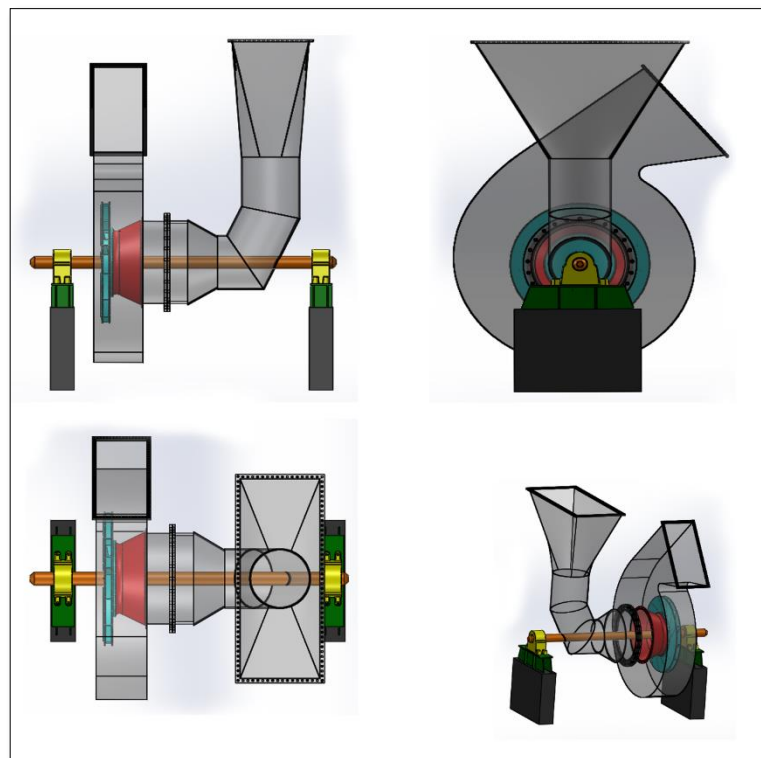


Figure 42: dessin d'ensemble simplifié du ventilateur centrifuge

I.2. dessin de définition de la roue

Afin de pouvoir vérifier la résistance mécanique de la roue par des méthodes numériques, il a fallu la modéliser sur un logiciel CAO. Nous nous sommes basés, pour la modélisation, sur les dessins de définition fournis par le constructeur Howden.

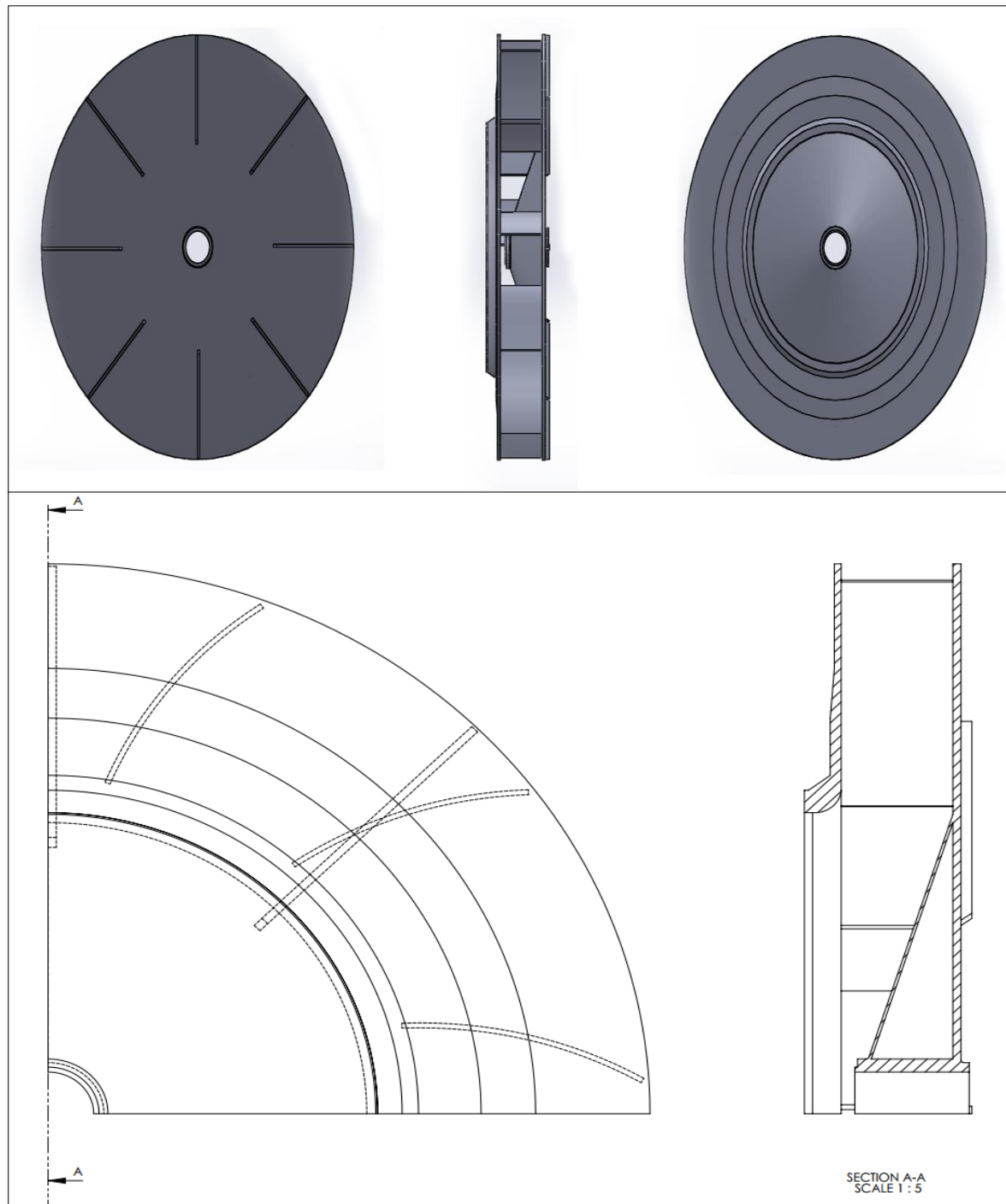


Figure 43: modélisation de la roue avec rendu en haut et dessin d'un quart de la roue en bas

II. Vérification du comportement statique

II.1. Etude du comportement statique

Le calcul des champs des contraintes dans les turbines des ventilateurs centrifuges a été depuis longtemps un domaine important dans le développement des ventilateurs. Les turbines ont généralement des formes complexes et il s'avérerait difficile de calculer les contraintes relatives à leur fonctionnement. Jadis, on calculait les contraintes de manière très simplifiée en considérant que le ventilateur est constitué de plusieurs éléments indépendants : les pales et les disques. Les pales étaient considérées comme des poutres sollicitées en flexion tandis que les disques étaient considérés sollicités par les efforts circonférentiels transmis par les pales. Cette méthode de dimensionnement élémentaire causait par conséquent l'utilisation d'une grande marge de sécurité. D'autres méthodes de vérification ont été utilisées, notamment l'utilisation des jauges de déformations pour le calcul expérimental des déformations et la déduction des contraintes par les lois de comportement du matériau. Toutefois cette méthode ne peut donner les résultats de déformation et de contraintes que dans un nombre d'endroits limité par le nombre de jauges utilisées. Dernièrement, avec l'apparition des méthodes numériques de calcul, l'examen de la résistance des roues se fait plus fréquemment par la méthode des éléments finis, surtout que les résultats de cette méthode en termes de contraintes ou de déformations sont très détaillés. A côté de cette méthode, on a recourt parfois aux jauges de déformations pour la vérification des calculs dans les endroits les plus critiques. Dans ce qui suit, nous allons appliquer la méthode des éléments finis pour le calcul des contraintes dans la roue des ventilateurs centrifuges.

II.2. la méthode des éléments finis appliquée aux structures mécaniques

De manière générale, la méthode des éléments finis se base sur les formulations variationnelles pour la recherche de solutions approchées des équations aux dérivées partielles sur un domaine compact, avec des conditions aux bords et/ou à l'intérieur du compact. Le domaine est discrétisé et les solutions sont calculées aux nœuds et aux les éléments par interpolation.

Dans le calcul par éléments finis, il se pose plusieurs questions relatives à la méthode et à la qualité de la discrétisation, telles l'existence et unicité de la solution, la convergence, la stabilité et la mesure d'erreur.

L'application de la méthode des éléments finis aux structures mécaniques dépend du cas d'application. Dans notre cas, nous allons mener une étude statique linéaire, c'est-à-dire que les efforts seront appliqués lentement de manière linéaire jusqu'à la valeur maximale, le déplacement et par conséquent les déformations sont considérés lents aussi. Dans ces conditions seulement, les effets d'inertie et d'amortissement de la structure seront négligés et une étude statique peut être menée correctement. Un autre point à signaler est que la linéarité de cette étude stipule que la réponse (en termes de déplacement par exemple) varie de manière linéaire en fonction des efforts appliqués.

Les étapes de l'exécution d'une étude statique par éléments finis sont les suivantes :

1. Etablissement des données d'entrée : la géométrie du corps/structure à étudier, les propriétés des matériaux utilisés, les supports et les efforts sur la structure.
2. La division du corps en éléments (opération du maillage)
3. Etablissement des équations d'équilibre : $[K] \cdot \{D\} = \{F\}$
 - 3.1. Construction de la matrice de rigidité $[K]$ selon la géométrie des éléments et les propriétés des matériaux utilisés.
 - 3.2. Calcul des composantes (calculables) du vecteur des forces nodales $\{F\}$.
 - 3.3. La plupart des composantes du vecteur déplacement $\{D\}$ sont inconnues, sauf celles spécifiées par les conditions aux limites.
 - 3.4. Le nombre total des inconnues dans le vecteur de déplacement $\{D\}$ et des forces nodales $\{F\}$ doit être égal au nombre de degrés de liberté de la structure.
4. La résolution des équations d'équilibre et la détermination complète du vecteur déplacement des nœuds $\{D\}$.
5. Pour chaque élément :
 - 5.1. Calcul des champs de déplacement $\{U\}$ en utilisant une méthode d'interpolation, $\{U\} = [N] \cdot \{D\}$ où le vecteur $[N]$ est constitué des composantes des fonctions d'interpolation (fonctions de formes)
 - 5.2. Calcul du champ de déformation à partir des déplacements
 - 5.3. Calcul du champ des contraintes à partir de la déformation (loi de Hooke généralisée)

Plusieurs logiciels commerciaux ou libres peuvent réaliser ce calcul pour donner enfin de compte le champ de contraintes et de déformation. Nous avons travaillé sur le logiciel ANSYS Workbench. Des résultats similaires peuvent être obtenus par d'autres logiciels de calcul par éléments finis.

II.3. application de la méthode des éléments finis à la roue des ventilateurs

- Modèle géométrique : Nous avons utilisé le modèle géométrique de la roue centrifuge complète préalablement présenté dans la figure 43.

NB : il est possible, vue la symétrie de la roue, d'utiliser un modèle simplifié comme celui indiqué dans la figure 44. Toutefois nous avons utilisé le modèle complet pour avoir plus de précision puisque les calculs statiques linéaires ne nécessitent pas beaucoup de temps et de ressources de calcul.

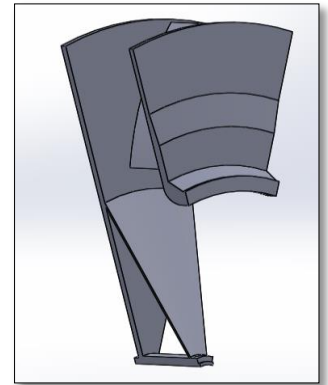


Figure 44: modèle simplifié pour la MEF

- Système d'unités : métrique (Kg, mm, s, N) [pression en MPa]
- Paramètres du matériau :

Nuance	acier inoxydable austénitique
Densité	7850 kg/m ³
Module d'Young	190Gpa
Coefficient de poisson	0.3
Module cisaillement	73GPa
Limite élastique	622 MPa
Limite à la rupture	991 MPa
Courbes E-N / S-N	Data set reference : nCode Materials Data Handbook p.29

Tableau 17: propriétés du matériau utilisé dans le calcul numérique

NB : le même matériau sera utilisé par la suite dans l'étude de la fatigue de la roue par le logiciel ANSYS nCode Designlife.

- Maillage du corps de la roue :
 - éléments : solides triangulaires tétraédriques quadratiques
 - nombre de nœuds : 266961
 - nombre d'éléments : 136579
 - inflation (raffinage du maillage) au niveau du cône et de la soudure avec le moyeu

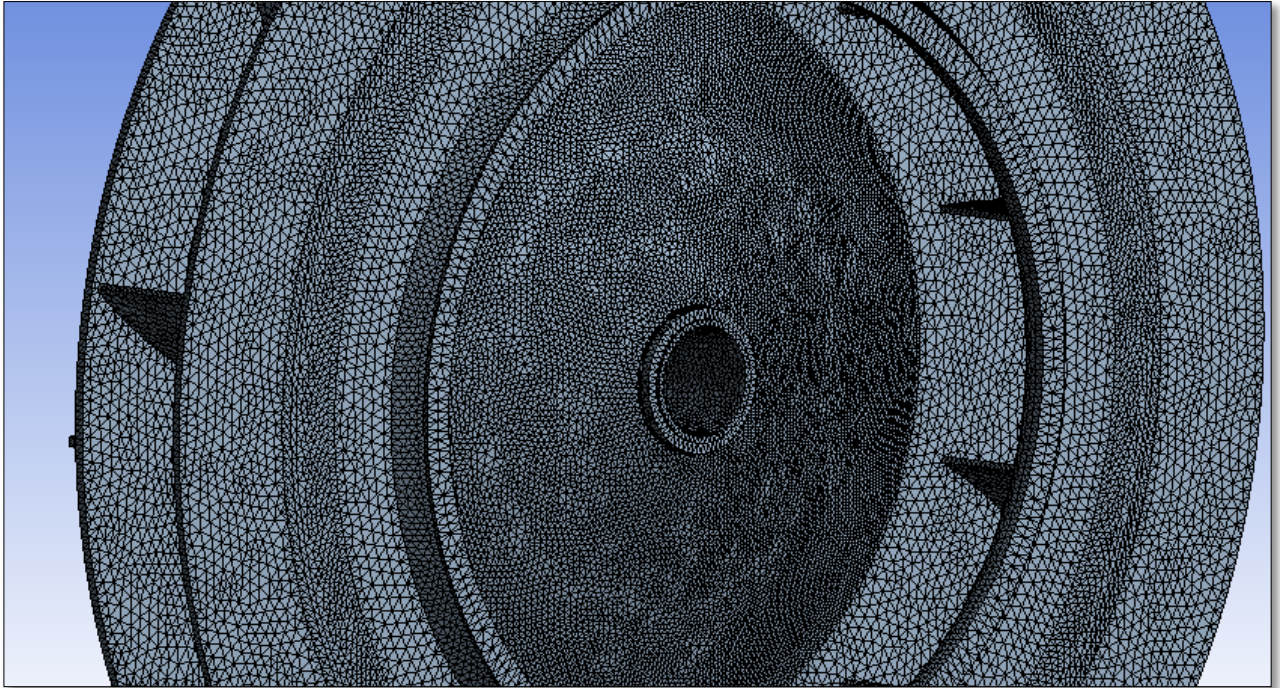


Figure 45: maillage de la roue centrifuge

- Conditions aux limites :

Supports :

- Support fixe dans l'alésage du moyeu

Charges :

- Pression surfacique normale sur les pales de la roue de 0.1075 MPa
- Pression surfacique suivant l'axe z sur le cône de la roue de 0.1050 MPa
- Force nodale suivant l'axe Z d'amplitude 1128N sur le disque extérieur (représentant l'effet du balourd sur la roue)
- Gravité terrestre
- Condition de température de la roue de 50°C

Remarque : Les résultats sont conduits en premier temps en utilisant un maillage grossier pour avoir une idée sur le champ de contrainte, puis nous avons précédé par affinage du maillage petit à petit jusqu'à ce que les résultats des contraintes et des déformations convergent vers une valeur stable.

Workflow:

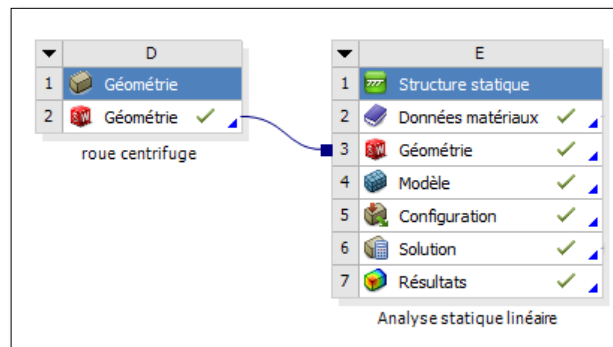


Figure 46: Workflow de l'analyse statique linéaire de la roue centrifuge sur ANSYS Workbench

Résultats :

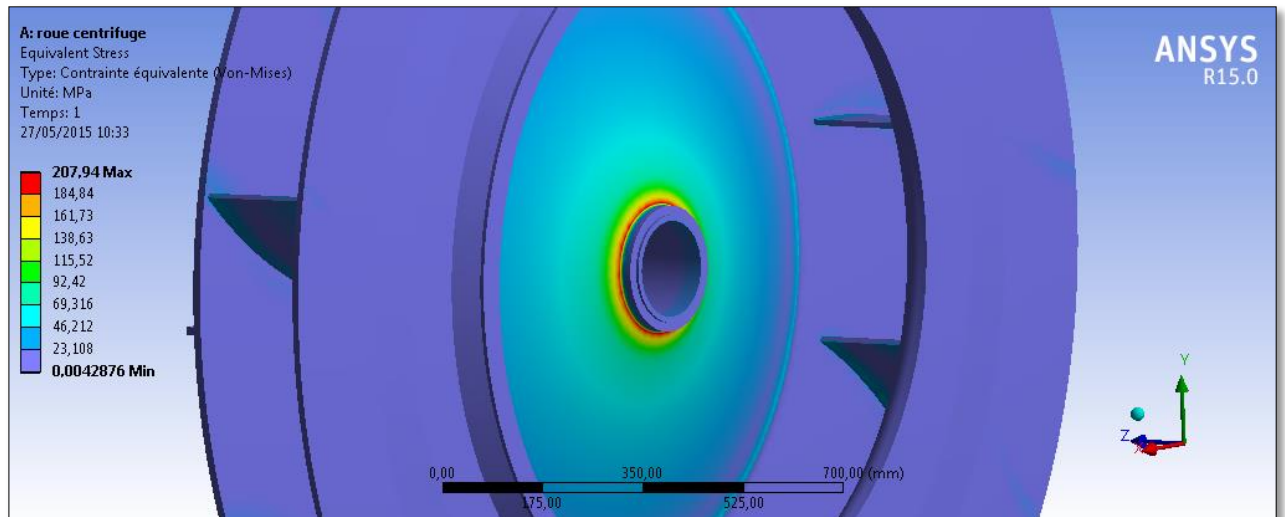


Figure 47: évolution de la contrainte équivalente (Von Mises) dans la roue

II.4. Critiques et remarques

Nous remarquons que :

- la contrainte équivalente maximale dans la roue est 208MPa qui très inférieure de la limite élastique du matériau en question qui est de 622MPa. Le coefficient de sécurité par conséquent est de 3.

- la contrainte maximale se situe au niveau de la soudure entre le moyeu et le cône de la roue. Les contraintes se répartissent en décroissement dans le cône au fur qu'on s'éloigne du moyeu. La contrainte au niveau des pales ne dépasse pas les 80MPa.
- Les contraintes sont bien réparties autour des surfaces ce qui montre que le maillage est satisfaisant.

Ces résultats nous permettent de conclure que les fissures qui s'amorcent dans les roues des ventilateurs ne sont pas dues à un manque de résistance de la roue suite aux efforts statiques qui lui sont appliqués.

III. Etude du comportement dynamique vibratoire

III.1. modélisation des efforts du balourd

Dans le cas des ventilateurs d'assainissement, nous avons dit que le balourd est une masse qui se colle sur la surface de la roue suite aux flux de poussière d'engrais.

Un balourd de 150g situé à 700mm du centre de rotation d'un rotor tournant à 990 tr/min sera à l'origine d'une force centrifuge alternée de :

$$F = mw^2R = 150.10^{-3}x \left(\frac{2\pi N}{60}\right)^2 x R$$

$$F = 150.10^{-3}x \left(\frac{2\pi.990}{60}\right)^2 x 0,7$$

$$F = 1128,53 N$$

Cette force est alternée 16,5 fois par seconde. (1Tr/s = 1Hz)

Modélisation de l'effort centrifuge dû à un balourd :

L'effort dû à un balourd peut être modélisé par une fonction sinusoïdale simple de la forme :

$$F_b(t) = F. \sin(wt + \varphi)$$

Avec :

F : amplitude de l'effort cyclique

W : pulsation de l'effort cyclique, telle que $w = 2\pi.f$ (f est la fréquence)

Φ : déphasage

Dans notre cas :

- L'amplitude de l'effort cyclique est égale à la force centrifuge calculée ci-dessus : $F=1128,53 \text{ N}$.
- La fréquence du balourd est égale à la fréquence de rotation de l'arbre, donc $f=16,5\text{Hz}$
- Le déphasage peut être égal à 0 puisque cet effort est une excitation extérieure $\Phi=0$

Donc le modèle simplifié que nous allons considérer est le suivant :

$$F_b(t) = 1128,53. \sin(103,67t)$$

Une représentation temporelle de ce signal est présentée ci-dessous :

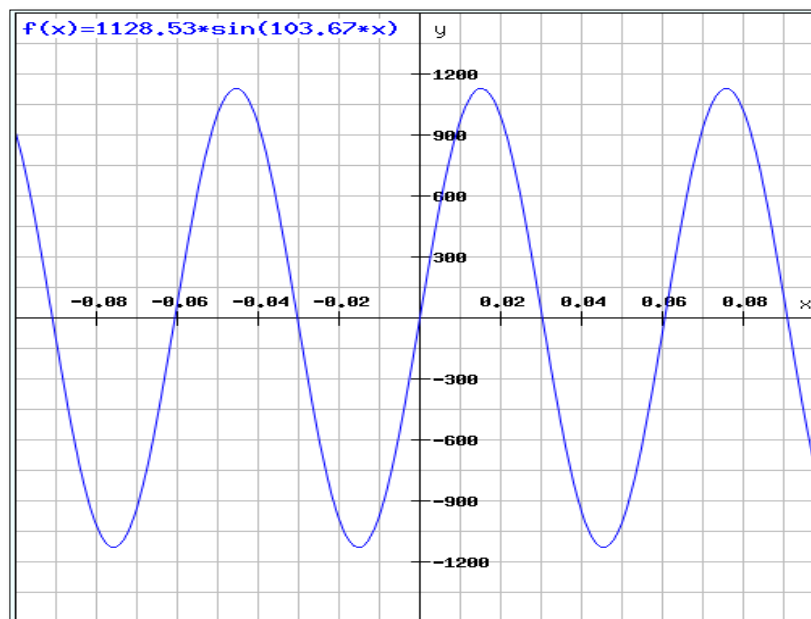


Figure 48: représentation temporelle du signal d'excitation dynamique du balourd

IV. Estimation de la durée de vie

IV.1. modélisation du calcul de fatigue

Il existe deux approches pour l'analyse de la fatigue des structures mécaniques :

- Prévision de la durée de vie à partir des diagrammes (S-N) ou autres (Gerber-Soderberg) sans prendre en considération l'existence ou non d'une fissure dans la structure (généralement utilisée dans la phase de design du produit)

- Supposition qu'il existe une fissure, et que sa position et sa longueur sont connues. La mécanique de rupture est utilisée dans ce cas pour prédire combien de cycles il reste à la pièce avant la rupture complète. (utilisation des lois d'endommagement, règle de Miner par exemple)

Dans notre cas nous allons utiliser le premier cas et nous allons essayer de calculer la durée de vie du ventilateur avec l'application des efforts statiques aussi que les efforts dynamiques du balourd.

IV.2. introduction du logiciel NCode Design life

ANSYS nCode est un logiciel qui utilise la première approche pour la détermination de la durée de vie (nombre de cycles) d'un produit avant sa détérioration (il utilise des courbes S-N), pour cela, il faudra avoir une idée sur les contraintes appliquées sur la pièce. Il faut donc faire une analyse par éléments finis à la pièce sans défauts ni fissures et il faut entrer ces données à ANSYS nCode. L'engin de nCode permet de générer, à partir des contraintes statiques appliquées à la structure, des contraintes dynamiques suivant plusieurs méthodes.

En effet, il existe plusieurs complications dans la réalisation des analyses de fatigue :

- Les données des tests et diagrammes sont obtenus en utilisant des efforts uniaxiaux complètement réversibles, mais dans les problèmes d'ingénierie, les efforts ont des directions et des amplitudes plus générales, différents cycles, différentes amplitudes
- Il existe une grande variante dans les données résultantes des tests de la fatigue (scatter/utilisation des probabilités)
- Il y a une possibilité d'avoir des régions locales où il y a des déformations plastiques (notch régions)

Le logiciel nCode permet de prendre en considération de ces complications dans son calcul ce qui facilite la tâche de l'analyse de la fatigue.

Justification du choix de nCode Designlife :

- Présente une large librairie de données matériaux concernant la fatigue
- Facile à utiliser, puissant et flexible
- Utilisation des efforts cycliques généraux (spectre, différents cycles, différentes amplitudes, rainflow cycle counting)

- Utilisation de l'accumulation de l'endommagement basée sur la loi de miner pour prendre en considération des différentes amplitudes/cycles
- Correction des défauts de plasticité dans la structure
- Correction de la contrainte moyenne
- Prise en compte de la fatigue multiaxiale

NCode est constitué de plusieurs modules appelés « Glyphs ». Chaque module permet de réaliser une fonction d'ingénierie qui peut être utilisée dans l'espace de travail. Le fonctionnement normal d'une analyse par nCode consiste à créer ce qu'on appelle un « Workflow » ou un processus dans lequel plusieurs modules seront liés entre eux pour aboutir aux résultats espérés.

IV.3. simulation par NCode Design life et présentation des résultats

L'analyse de la fatigue a été conduite suivant le Workflow proposé par ANSYS. Nous avons choisi une approche « S-N Constant » qui veut dire que l'amplitude et la période des contraintes générées sont constantes : une seule amplitude et une seule période.

Les résultats de l'analyse de la fatigue sont présentés par nombre de cycles avant la défaillance (Life).

Workflow :

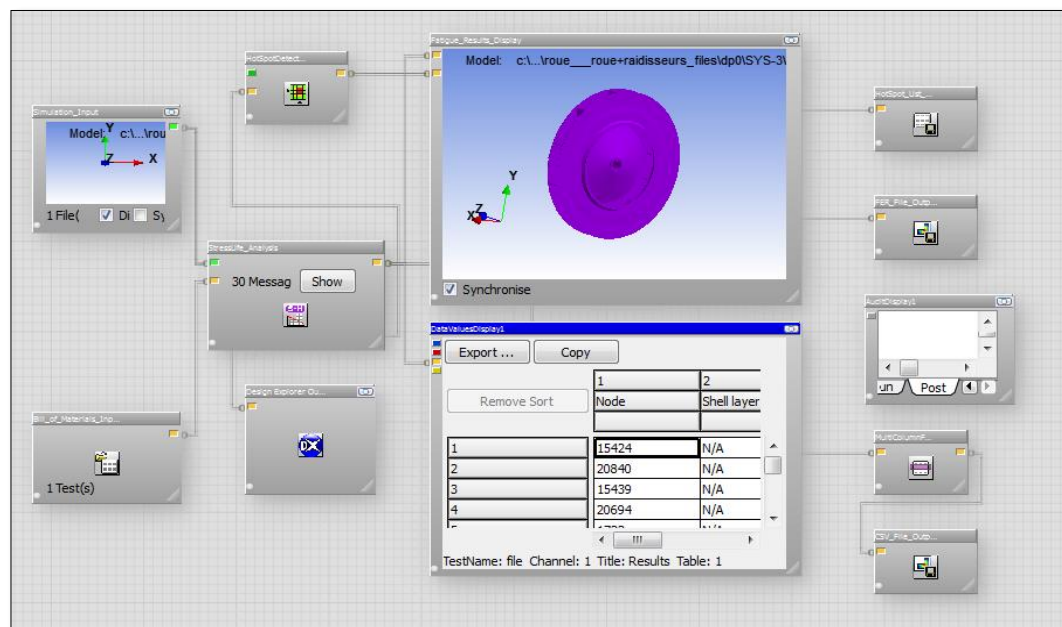


Figure 49: nCodeDesignlife workflow

Résultats :

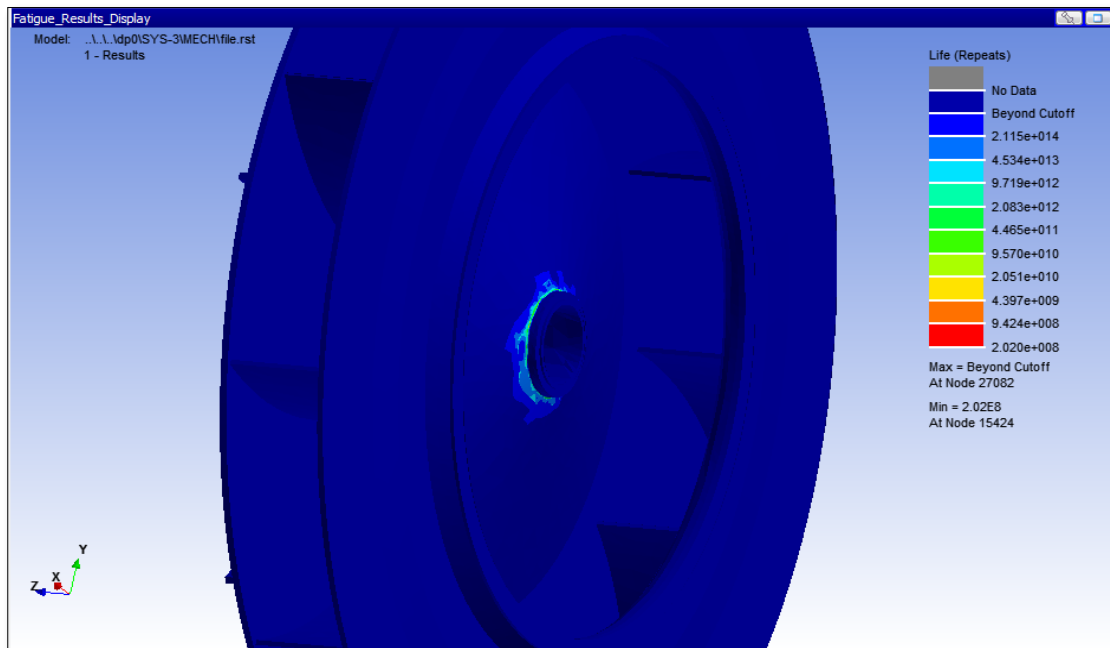


Figure 50: résultats de l'analyse de la fatigue sur la roue centrifuge

Nous remarquons que :

- L'endroit le plus susceptible de se fissurer est la liaison entre la roue et le moyeu
- La durée de vie maximale en nombre de cycles est de $2,02.10^8$ cycles avant l'apparition des fissures, ce qui est équivalent à 142 jours de fonctionnement continu pour le cas des ventilateurs.
- Il est à noter que cette analyse a été menée dans les conditions les plus sévères : pression maximale, supposition de l'existence du balourd durant toute la période de fonctionnement. A ce fait, la durée de vie actuelle avant l'apparition des fissures relatives à la fatigue peut être supérieure à celle trouvée par cette analyse.

Conclusion

Sur la base des études et les résultats précédents nous pouvons conclure que dans le cas statique, les contraintes sont largement inférieures à la limite élastique du matériau, et que la zone la plus sollicitée est celle au niveau de la liaison entre la roue et le moyeu. Ainsi nous pouvons dire que les efforts statiques ne sont pas responsables de la formation des fissures. L'étude dynamique nous a montré que de la même façon que l'endroit le plus sollicité et le plus susceptible de se fissurer est la liaison entre le moyeu et la roue et nous a permis d'estimer une durée de vie maximale ($2,02.10^8$ cycles) avant la défaillance de la roue sous les charges préalablement présentées.

Dans le chapitre suivant, nous allons proposer des solutions qui concernent les causes de fissuration déjà analysées. Ces solutions tournent autour de l'amélioration de la conception de la roue et la liaison roue/arbre de transmission, afin d'améliorer la résistance de l'assemblage à la fatigue, ou bien la présentation des contre-mesures pour conserver les conditions de fonctionnement idéal des ventilateurs, ainsi que des mesures de prévention ou de protection contre la corrosion.

Chapitre 5 :

Proposition des solutions et contre- mesures

Introduction

L'étude des causes de fissuration nous a permis de bien comprendre les phénomènes qui régissent la fissuration et par conséquent nous avons une base solide pour proposer les solutions adéquates remédiant à chacune des causes. Ce chapitre constitue la cinquième étape de la méthode RDP. Les solutions que nous proposons sont les suivantes :

- Changement au niveau de la conception de la liaison : Bride de transmission avec des boulons et clavettes ;
- Amélioration de la conception actuelle : ajout de raidisseurs au niveau des liaisons entre le moyeu et le cône ;
- Conception d'un régulateur de pression en amont du ventilateur pour palier à l'effet de l'augmentation de la dépression en amont du ventilateur ;
- Ajout d'un variateur de vitesse commandé par un PID pour moduler la vitesse de rotation du rotor en fonction de la pression en amont du ventilateur.

Dans ce chapitre, nous détaillons ces solutions en signalant l'apport de chaque solution sur l'effet global, en dimensionnant les solutions possibles à dimensionner et en présentant des indications sur l'implémentation de ces solutions.

I. Proposition, étude et dimensionnement des solutions

I.1. Proposition d'une nouvelle conception : bride de transmission avec des boulons et clavettes

Présentation de la solution :

Au lieu de transmettre la puissance par le biais de la soudure entre le moyeu et la roue centrifuge qui est sujette à la fatigue, il est possible d'envisager une autre méthode de transmission par une bride, clavettes et des boulons. Un concept de cette solution est présenté dans la figure 51.

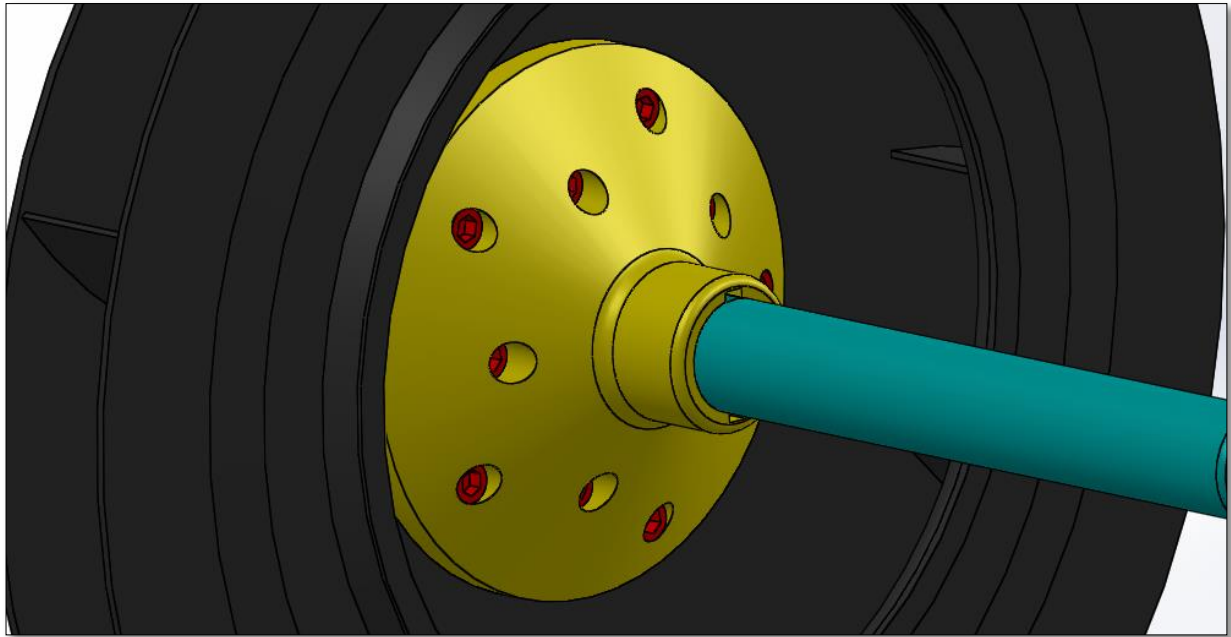


Figure 51: transmission de puissance par une bride, clavettes et boulons

La puissance (couple, vitesse de rotation) sera transmise dans ce cas depuis l'arbre vers les clavettes, vers la bride, vers les boulons, vers la roue. Cet ordre de transmission veut dire que la durée de vie de cet assemblage sera la durée de vie de l'élément le moins résistant. Cet élément doit être interchangeable facilement avec un coût non élevé pour garantir une longue durée de vie à l'assemblage total. Les éléments qui répondent à ce critère sont les boulons et les clavettes.

Dans ce fait, il nous faudra dimensionner tous les éléments relatifs à l'assemblage chacun à part :

Les boulons (annexe 5) et les clavettes (annexe 6).

Conception de la bride de transmission :

Nous choisissons une forme conique de la bride pour améliorer l'aérodynamisme de la roue. Ceci a des implications directes sur la diminution de la turbulence et ainsi les pertes de charge. La bride sera montée sur la roue centrifuge après des opérations de traitement (élimination du moyeu et du cône) qui seront définies dans le paragraphe relatif au montage. Sur la bride seront percés plusieurs trous pour retenir les boulons HR qui vont supporter la bride et la roue. Le mouvement aérodynamique de la masse gazeuse à l'amont du ventilateur, depuis le cône vers les pales des ventilateurs est représenté dans la figure 52.

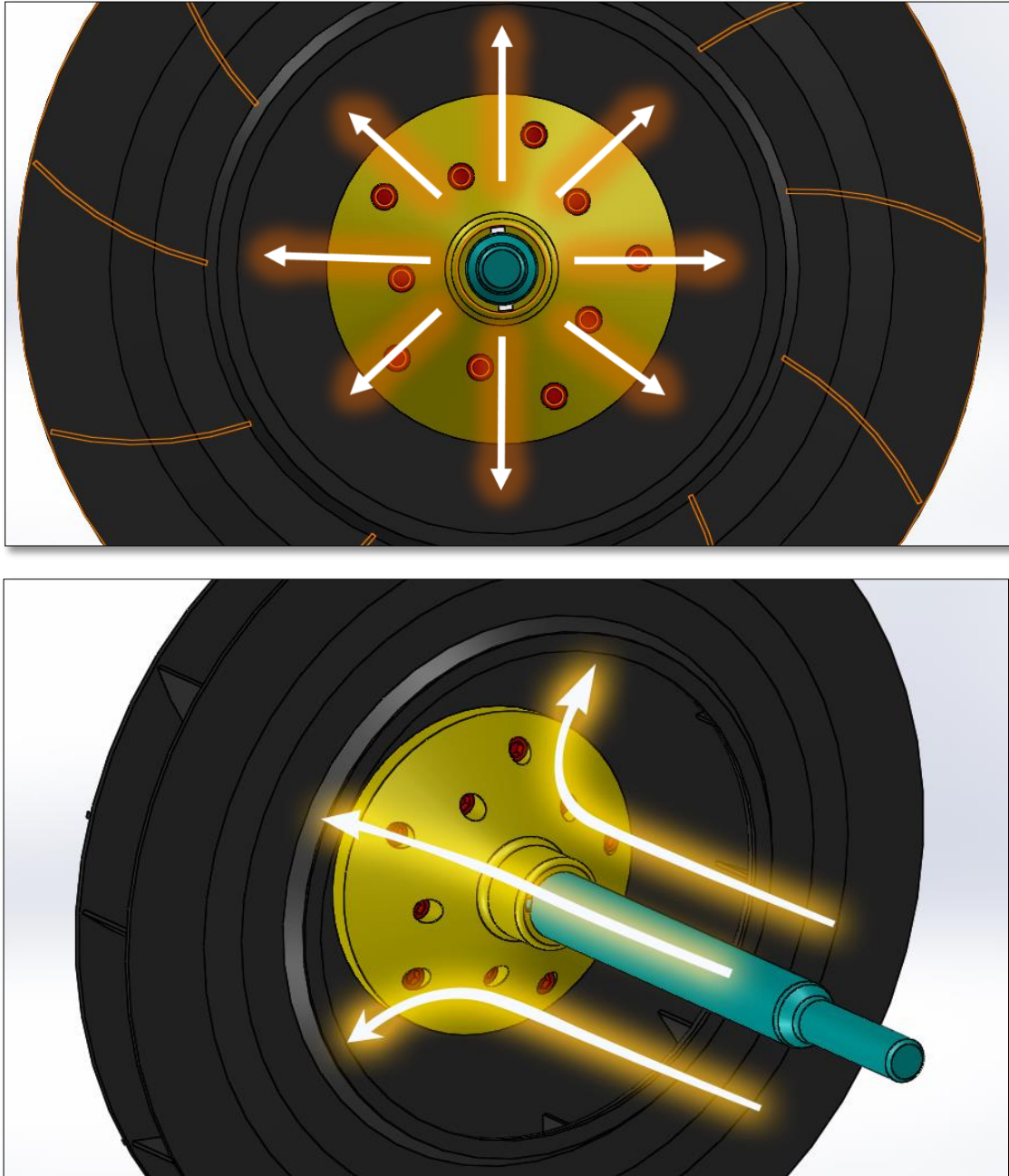


Figure 52: mouvement aérodynamique du fluide sur le cône de la bride vers les pales de la roue

- Choix du matériau de la bride :

Afin d'éviter toute sorte de corrosion galvanique de la roue ou de la bride, il faut que les deux soient en même matériau. Donc le matériau de la bride sera le 316L pour les roues en 316L et 904L pour les roues en 904L.

Nous présentons notre conception de la bride avec les surfaces fonctionnelles dans le dessin de définition suivant :

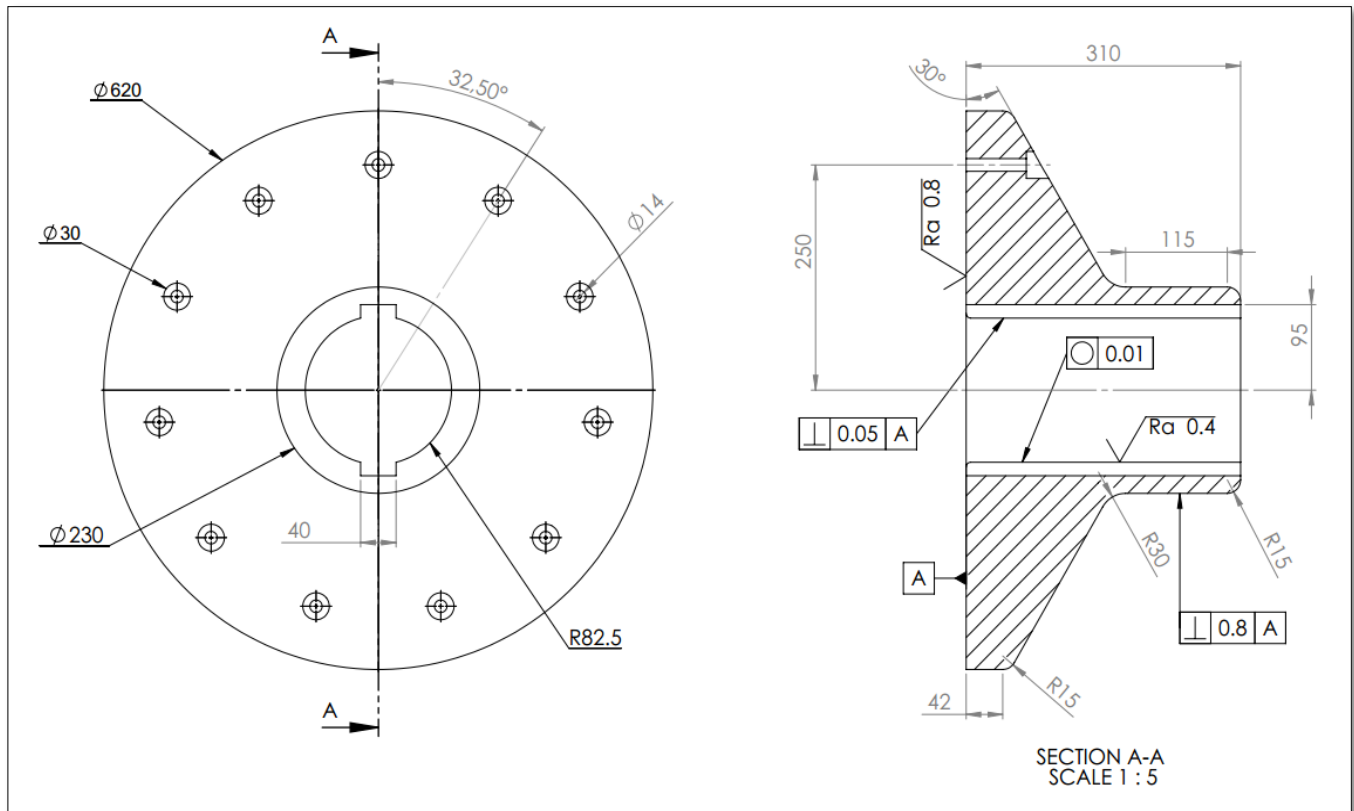


Figure 53: dessin de définition de la bride de transmission

La bride peut être réalisée théoriquement par plusieurs procédés. Nous allons présenter les procédés possibles tout en signalant les contraintes de réalisabilité de chacun des procédés :

- Forgeage à chaud (estampage) : très bonne solution pour obtenir une pièce à haute résistance mécanique grâce aux phénomènes métallurgiques comme le corroyage, le fibrage et l'écroutissage. Toutefois, cette solution n'est pas envisageable économiquement puisque le prix de l'outillage est très coûteux pour la réalisation d'une seule pièce.
- Usinage : solution potentielle sur un tour vertical car les dimensions de la pièce sont grandes et son usinage sur un tour conventionnel n'est pas possible. Les opérations de parachèvement seront réalisées dans le même tour.

- Moulage au sable : bonne solution surtout que les dimensions de la pièce sont grandes. Le moulage avec un noyau nous donnera une pièce creuse qui doit être usinée, percée et alésée pour garantir l'état de surface désiré dans les surfaces de contact et les surfaces fonctionnelles.

La solution que nous allons choisir est le moulage puisqu'elle est coûte moins cher que celle de l'usinage et ne présente pas d'inconvénients supplémentaires.

Comme nous l'avons mentionné, le moulage contiendra un seul noyau et des ébauches des trous qui sont faciles à réaliser sur le modèle. Après le moulage, il faudra réaliser des opérations de finition pour obtenir les contraintes dimensionnelles et fonctionnelles désignées dans le dessin de définition :

- Grenaillage ou un sablage de la pièce pour améliorer son état de surface.
- Usinage (fraisage) de la surface de référence A. En effet, cette surface est la surface de contact entre la bride et la roue centrifuge. Le coefficient de frottement est important pour l'assemblage par boulons précontraints, du coup la rugosité de la surface doit être contrôlée.
- Alésage des trous des boulons et leurs chambres pour arriver aux diamètres désirés.
- Réalisation (fraisage) des deux rainures pour les clavettes.
- Un alésage du trou central de la bride pour garantir une bonne circularité du trou et un bon centrage et par conséquent, une bonne concentricité avec l'arbre.

Le montage :

Pour procéder au montage de la bride, il faut tout d'abord préparer la roue avant le montage. Pour cela, il faut réaliser les opérations suivantes :

- Découper le cône déjà existant dans la roue par la meule ;
- Détacher la roue du moyeu par découpage de la soudure ;
- Découper le moyeu pour le démonter de l'arbre ;
- Réaliser des perçages dans la roue pour recevoir les boulons.

La roue deviendra après la préparation comme celle représentée dans la figure 54.

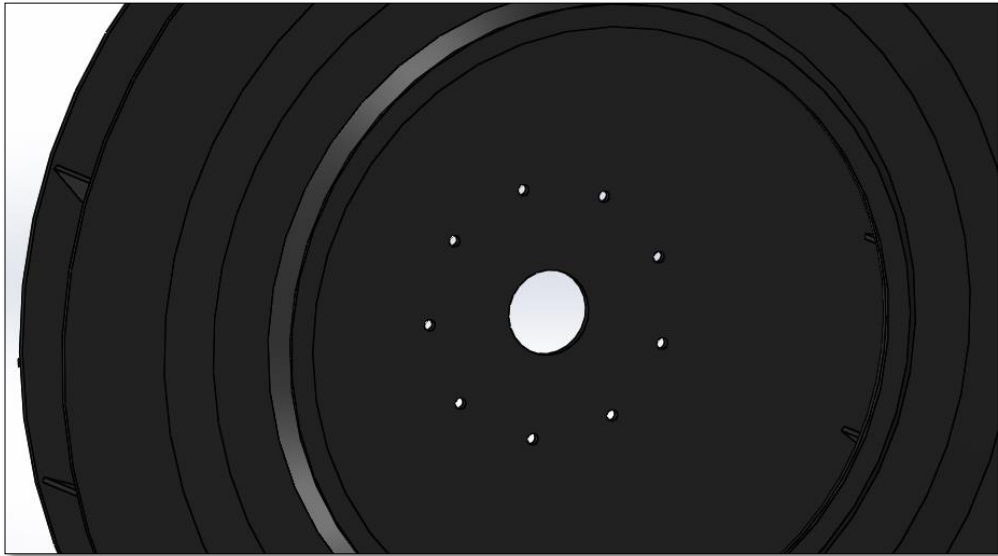


Figure 54: la roue après préparation

L'ordre de montage est présenté dans la figure 55 de l'assemblage en vue éclatée :

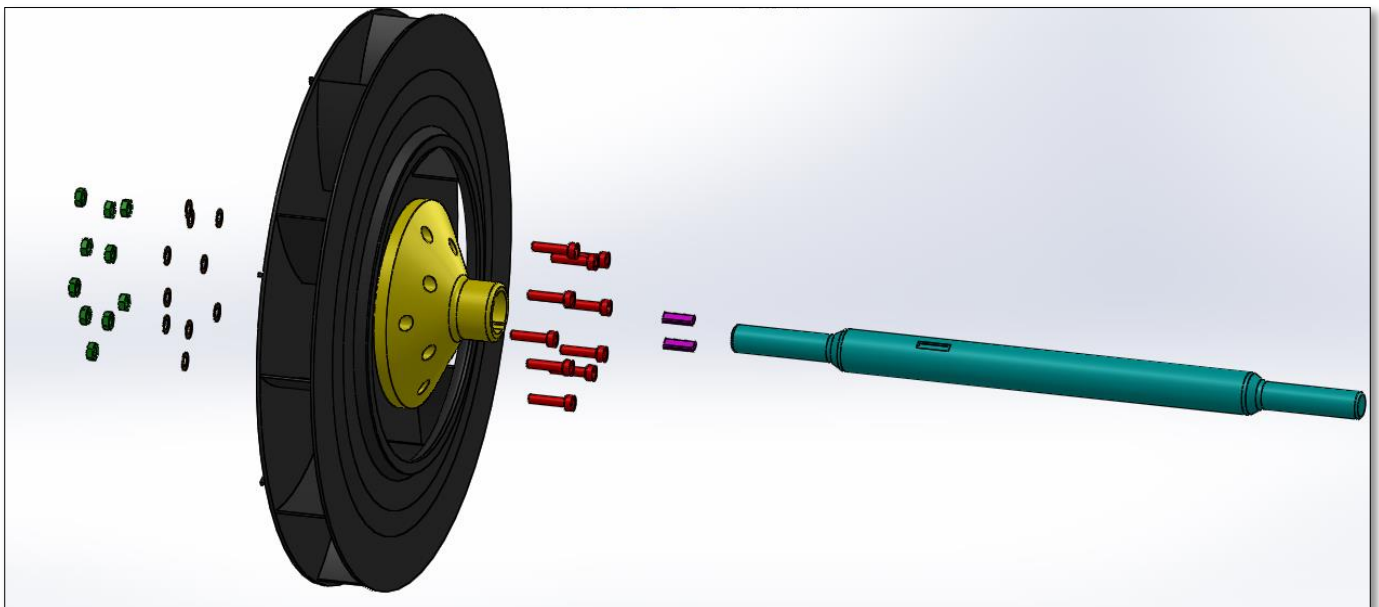


Figure 55: vue éclatée de l'assemblage par bride de serrage

I.2. Amélioration de la résistance de la roue : ajout de raidisseurs entre la roue et le moyeu

L'ajout des raidisseurs au niveau de la liaison entre l'arbre et le moyeu en gardant les soudures actuelles constitue une solution considérable vis-à-vis de la fatigue. En effet en revenant au principe basique de la fatigue : les fissures s'amorcent par concentration de contraintes. Puisque le moyeu est freiné à l'arbre de transmission, les efforts de vibration que transmet l'arbre au moyeu tendent à cisailier la soudure.

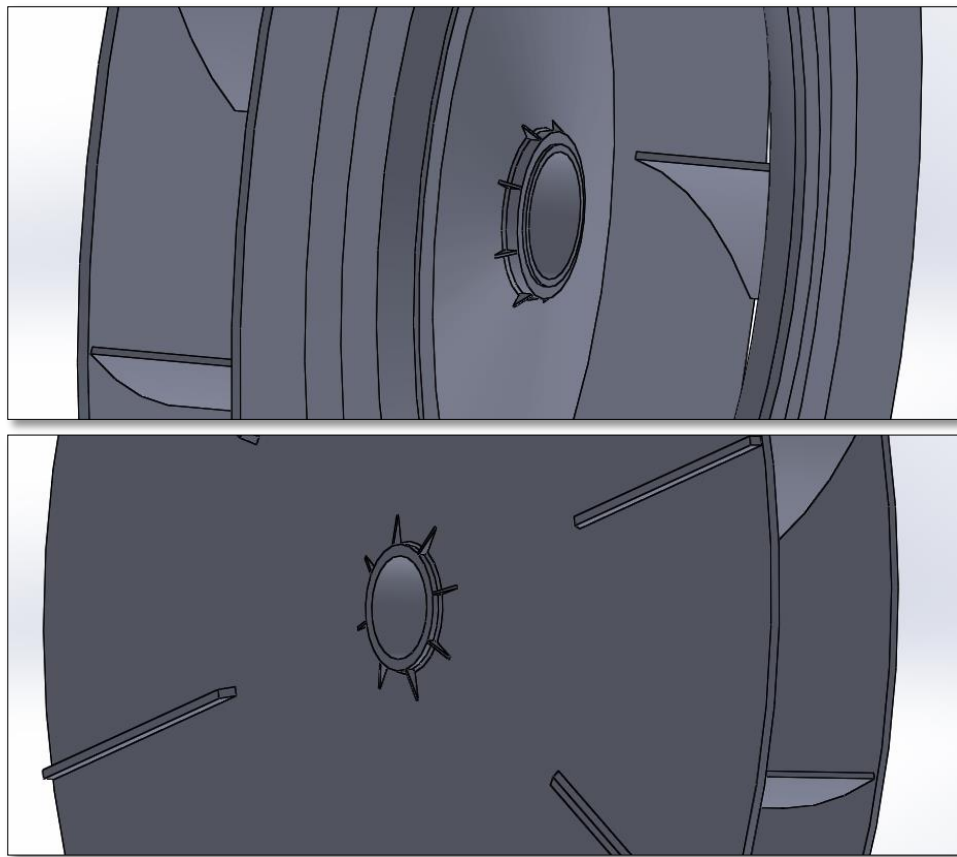


Figure 56: raidisseurs entre le moyeu et la roue centrifuge

Ces efforts de cisaillement cycliques se concentrent au niveau de la soudure et provoquent l'amorçage des fissures par fatigue. La solution que nous proposons est de réduire ce cisaillement par ajout de petites plaques d'acier inoxydables qui seront soudées entre le moyeu et la roue. Ces plaques seront montées de façon à ce qu'elles soient sollicitées en traction/compression en fonction des efforts vibratoires réduisant ainsi considérablement le cisaillement.

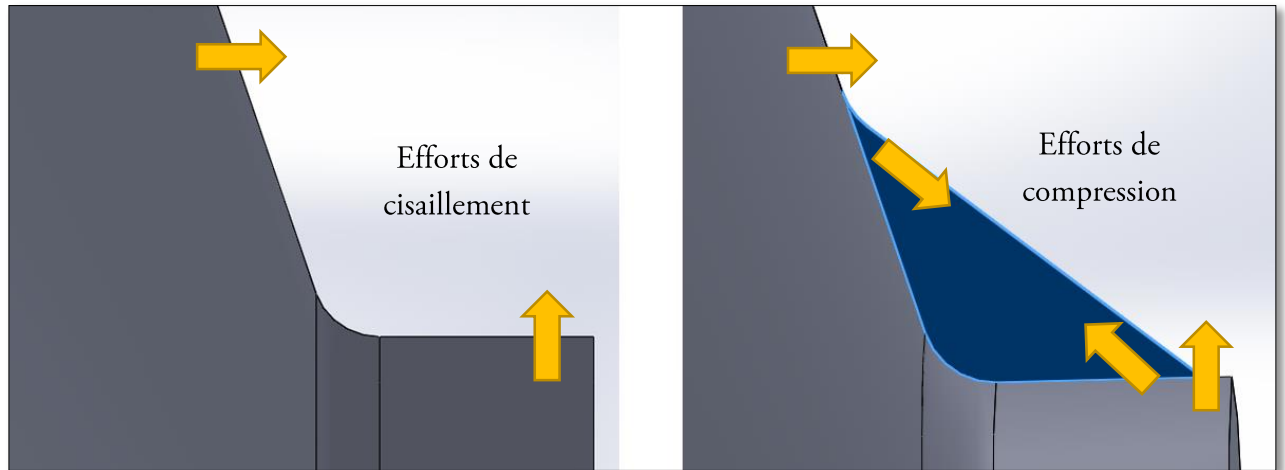


Figure 57: effet des raidisseurs sur l'augmentation de la résistance de la roue contre le cisaillement

Cette solution va permettre d'augmenter la résistance de la roue aux efforts extérieurs et de prolonger la durée de vie de l'assemblage contre la fatigue.

Conception des raidisseurs

Dessin de définition :

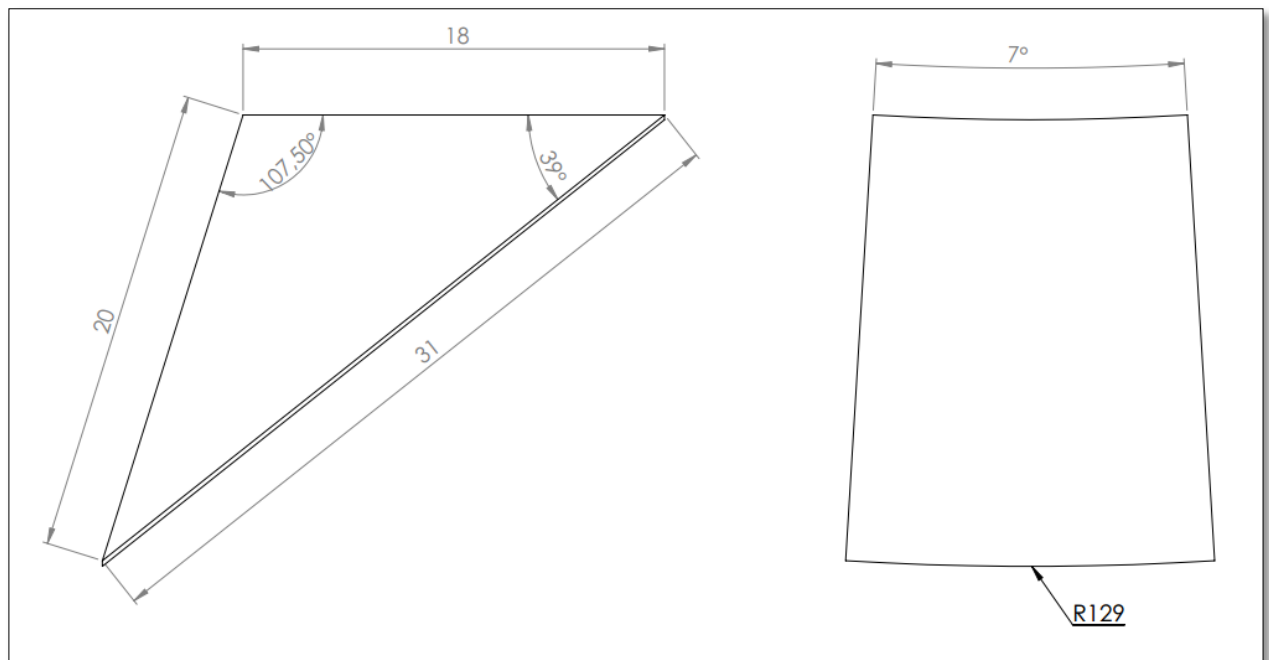


Figure 58: dessin de définition d'un raidisseur

Les dimensions (longueur et largeur) sont contraintes par la forme et les dimensions du moyeu et du cône déjà existants dans la roue. Quant à l'épaisseur, nous avons choisi un angle de 7° (équivalent

approximativement à 15mm) parce que des angles inférieurs vont induire des concentrations de contraintes au niveau des extrémités (petites surfaces).

Remarque : Pour faciliter la réalisation de ces raidisseurs, il est possible de découper plusieurs tôles d'acier inoxydable ayant des petites épaisseurs (3mm), les assembler et les souder directement entre le moyeu et le cône. L'intégrale de ces raidisseurs va converger vers la forme décrite dans le dessin de définition ci-dessus.

Vérification de la résistance

Pour vérifier les avantages de cette solution, nous avons fait subir la roue avec les raidisseurs aux mêmes efforts et conditions aux limites que ceux de la roue originale. Nous avons obtenu les résultats suivants de contraintes par la MEF sur ANSYS Workbench :

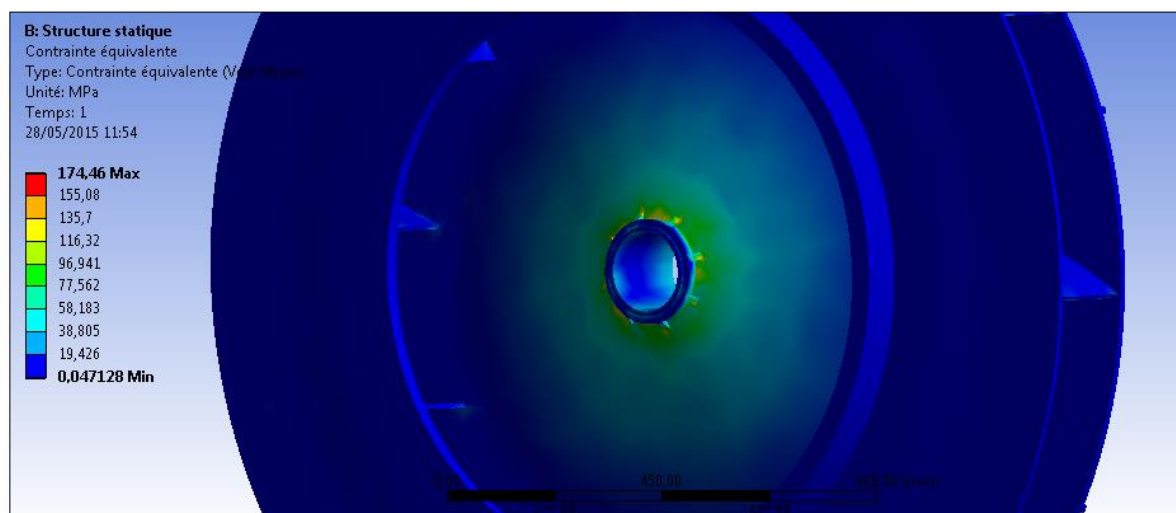


Figure 59: champ de la contrainte équivalente (Von Mises)

Remarque :

La contrainte équivalente maximale dans la conception améliorée est de 174,46MPa qui est inférieure à celle trouvée dans l'analyse de la roue originale 207,94MPa, soit une amélioration de la résistance aux efforts statiques de 16%.

Résultats de l'analyse de la fatigue :

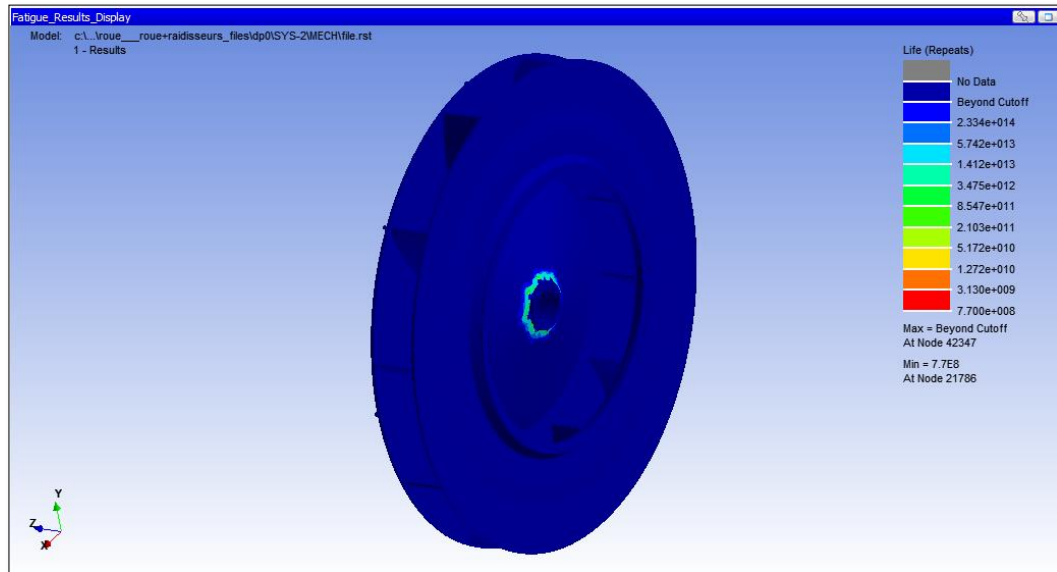


Figure 60: champ de la répartition de la durée de vie sur nCode Designlife

Remarque :

Le nombre de cycles maximal issu du calcul de la fatigue est de $7,7 \cdot 10^8$ cycles. Ce qui est équivalent dans le cas du ventilateur en question de 540,12 jours de fonctionnement continu ou un an et demi exactement. Ceci est équivalent à une augmentation de la durée de vie relative à la fatigue de 380%.

I.3. Solutions relatives aux paramètres de fonctionnement

L'augmentation de la dépression à l'amont du ventilateur cause l'augmentation de la vibration à des niveaux élevés qui causent une fissuration rapide et une fatigue accélérée de la roue. Pour cela, nous proposons deux solutions qui peuvent résoudre le problème.

Ces deux solutions ont pour objectif la diminution de la dépression à l'amont. Elles sont présentées ci-dessous :

- Un système mécanique de régulation automatique de la dépression. (régulateur de dépression)
- Une Boucle de régulation de la dépression à l'amont en utilisant un variateur de vitesse commandé et un capteur de pression.

I.3.1. Régulateur de dépression à l'amont du ventilateur

Représentation de la solution

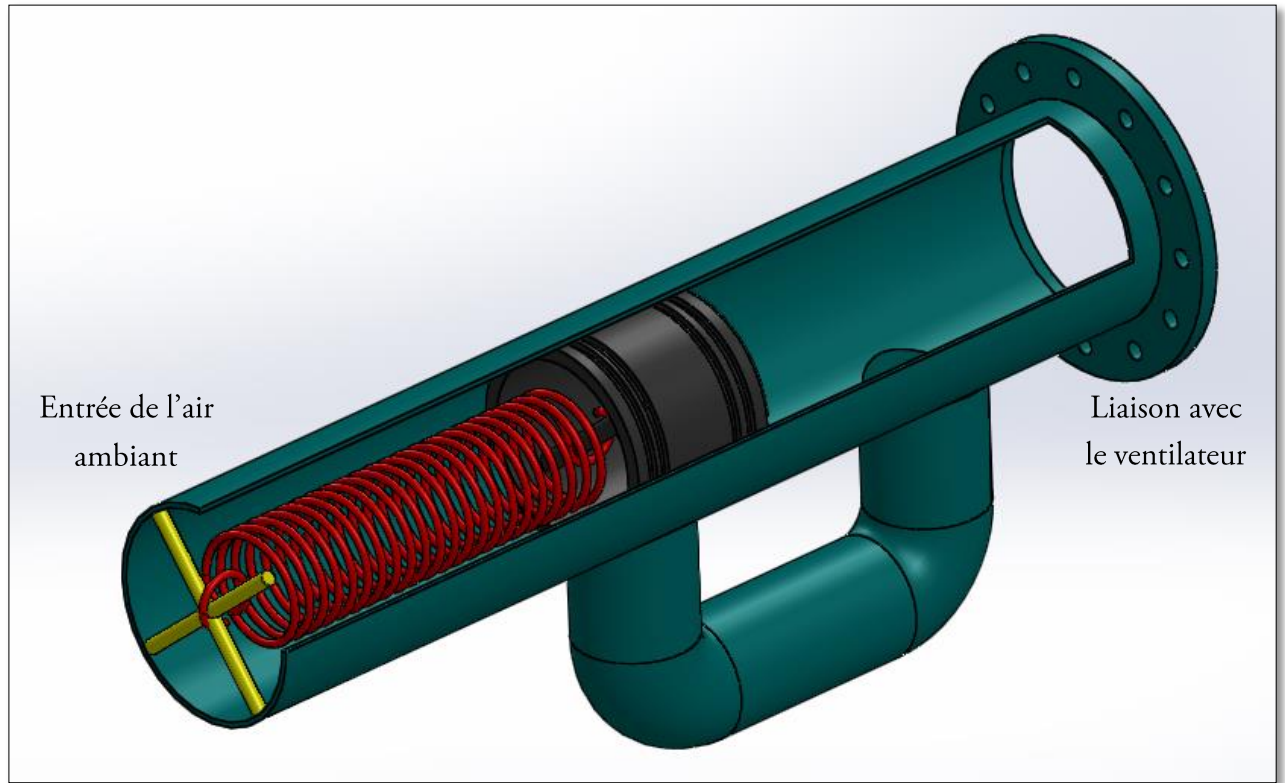


Figure 61: conception d'un régulateur mécanique de la dépression à l'amont du ventilateur

Cette solution utilise un piston et un ressort dimensionné à se tirer lorsque la dépression atteint une valeur précise. Lors de l'augmentation de la valeur de la dépression, le piston va être tiré mais l'effort de rappel du ressort contre cette pression jusqu'à ce que ce que l'effort développé par la dépression soit plus grand qu'une valeur de fonctionnement admissible pour éviter l'augmentation de la vibration. Une fois la dépression arrive à cette valeur, le piston va être tiré et va libérer un trou depuis lequel l'aspiration de l'air ambiant aura lieu. Une description plus claire du fonctionnement du système est présentée par les figures 62 et 63.

Etat 1 : niveau normal de dépression, le piston bloque l'entrée de l'air ambiant.

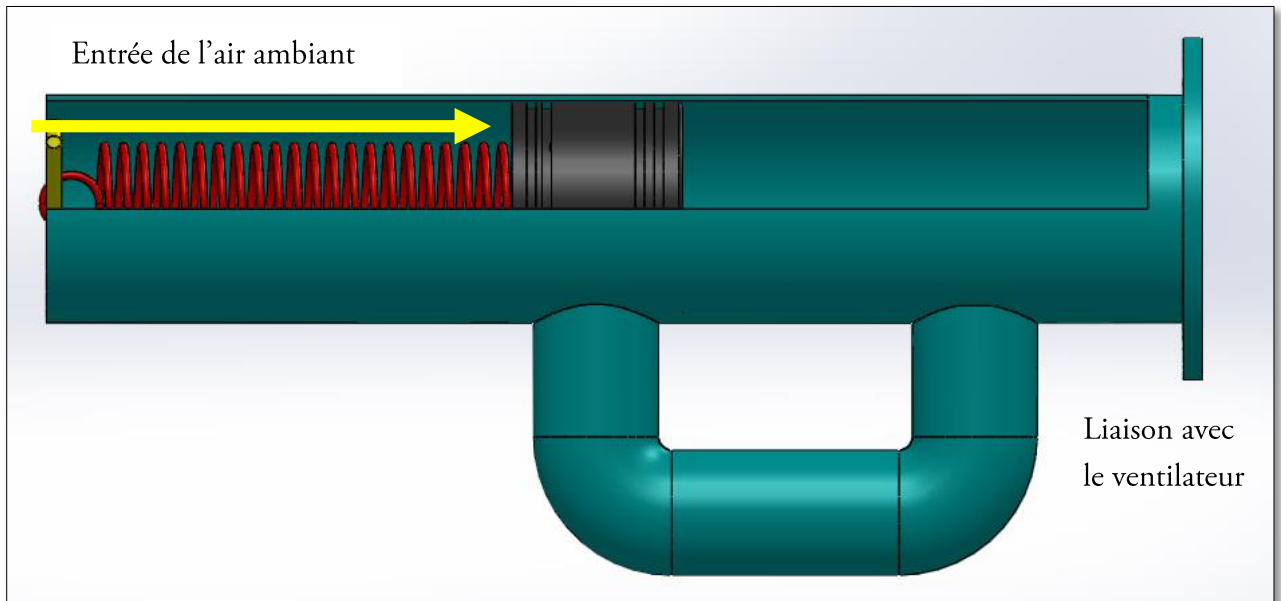


Figure 62: Etat bloqué du régulateur de la dépression à l'amont du ventilateur

Etat 2 : la dépression augmente à un niveau non désiré. Le piston est tiré par la dépression et il libère le trou d'admission de l'air ambiant.

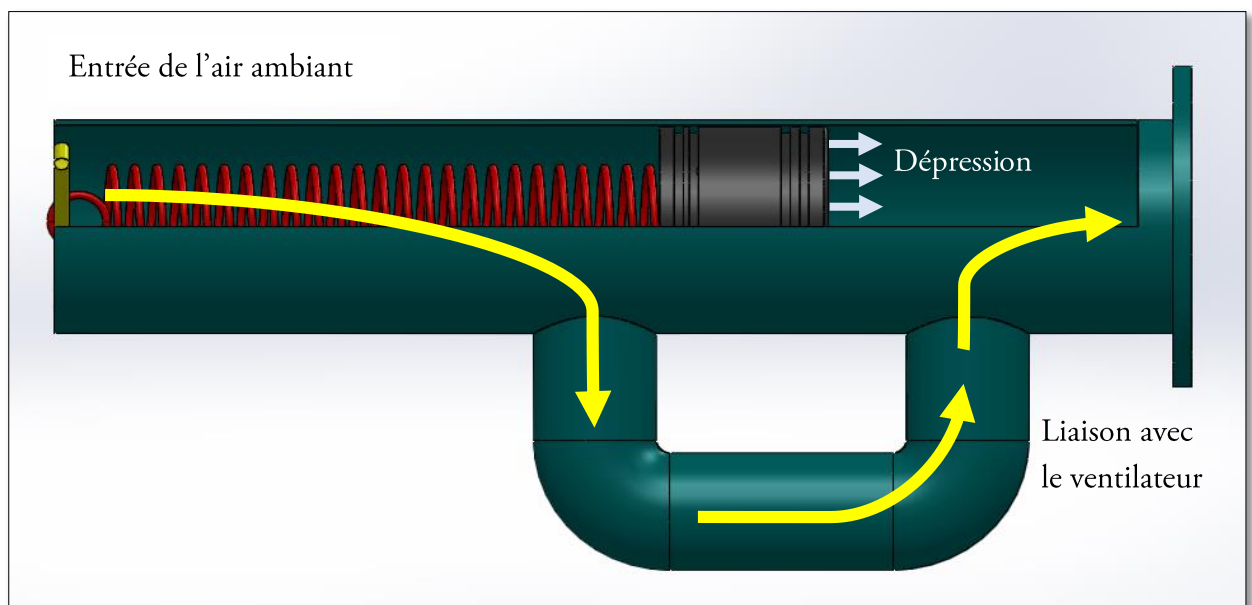


Figure 63: Etat ouvert du régulateur de la dépression

Le dimensionnement de cette solution consiste à choisir en premier temps une valeur limite de dépression à ne pas dépasser et calculer la raideur du ressort qui va garantir le bon fonctionnement du système. Le débit aspiré est aussi un paramètre important dans le calcul, il sera limité par le diamètre de la conduite que nous allons spécifier dans la suite. Le dimensionnement du ressort est présenté dans l'annexe 7.

Réalisation de la solution

Le régulateur de dépression est constitué de plusieurs composants :

- Le corps du régulateur
- Le piston
- Le ressort
- La croix de suspension

Nous présentons ci-dessous les dessins de définition détaillant ces éléments.

Corps du régulateur

C'est un tube qui doit être assemblé sur l'amont du carter du ventilateur par des boulons. Sur le tube principal est monté un tube secondaire qui sert à l'aspiration de l'air ambiant une fois la dépression à l'amont atteint des valeurs non désirées.

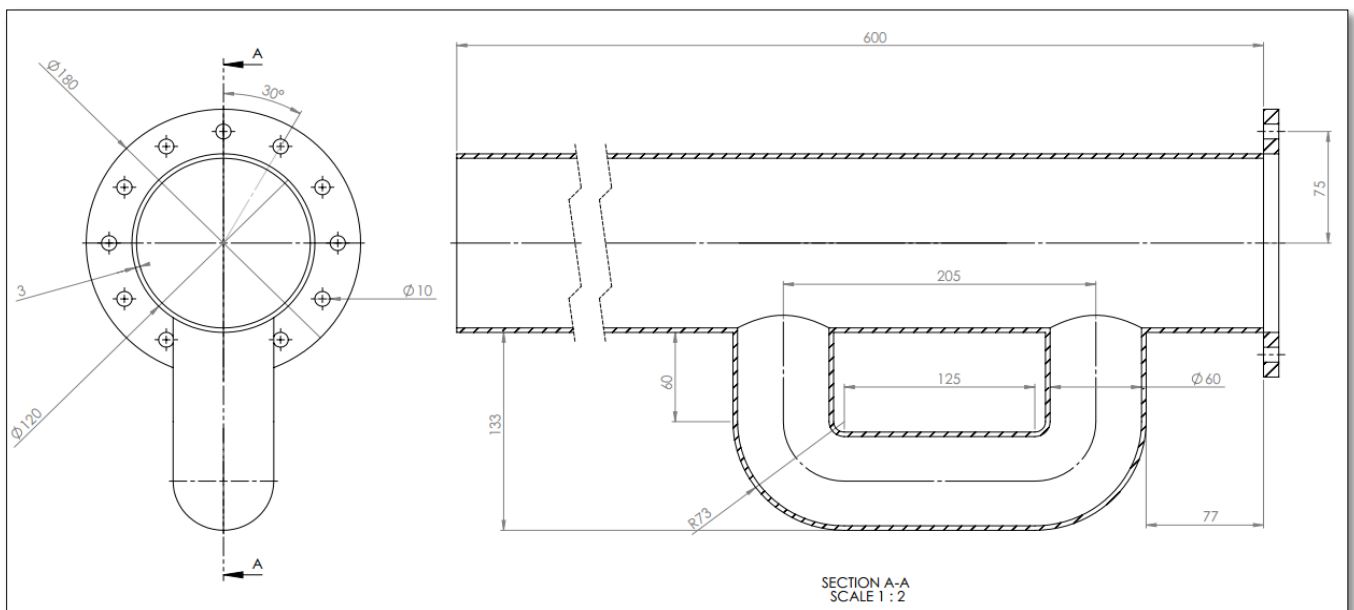


Figure 64: conception du corps du régulateur de pression

Piston :

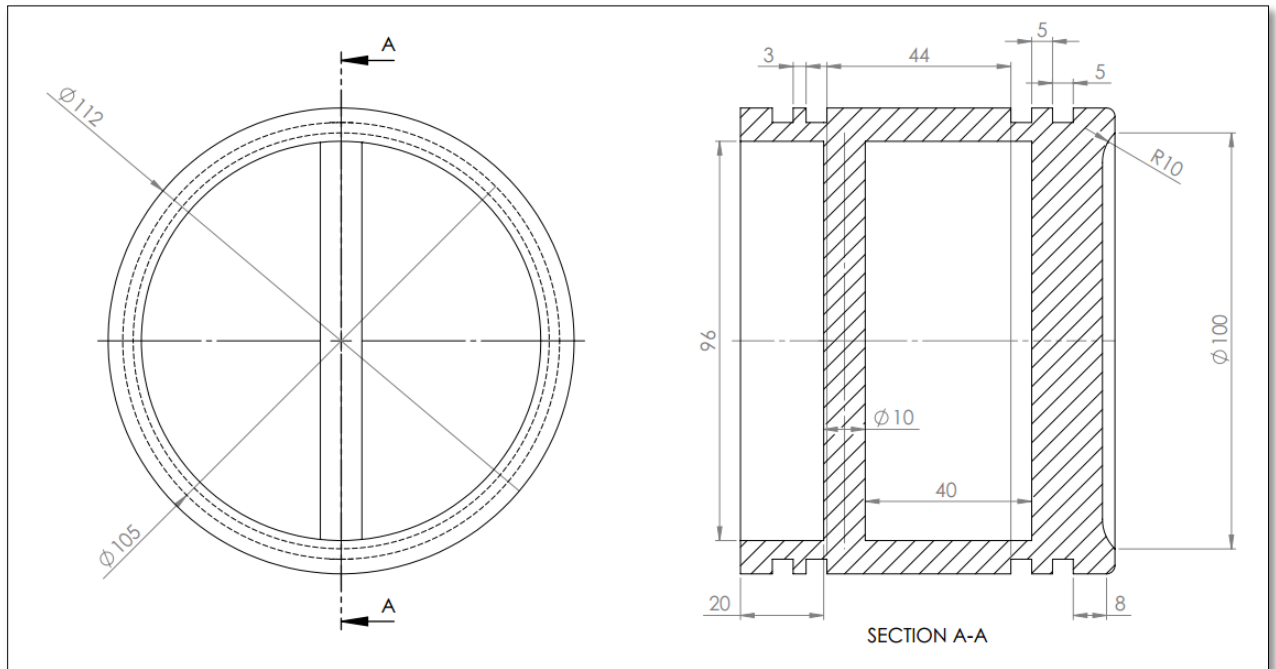


Figure 65: conception du piston

Ressort :

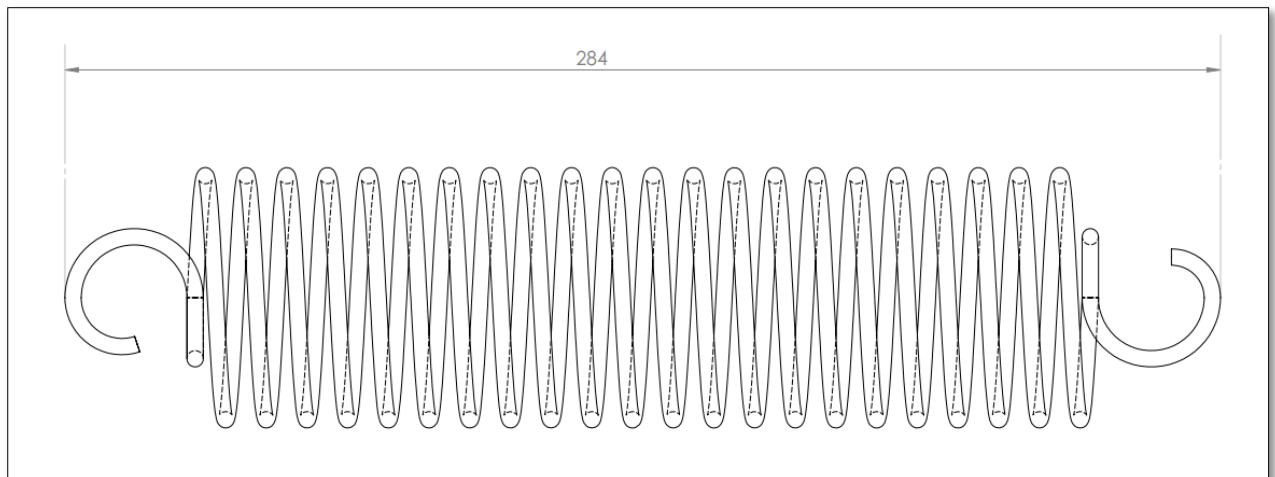


Figure 66: conception du ressort

Croix de suspension :

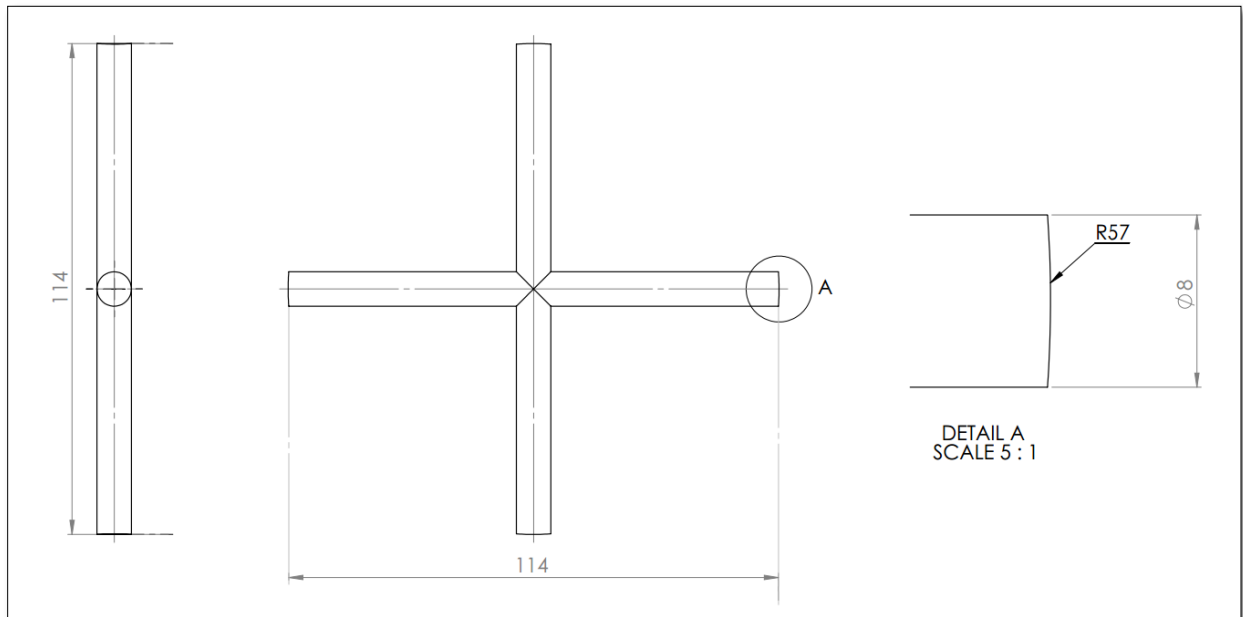


Figure 67: croix de suspension

I.3.2. variateur de vitesse avec boucle de régulation

Présentation de la solution :

Cette solution va permettre, par mesure de la dépression à l'amont par le capteur de pression, de commander le variateur de vitesse pour diminuer la vitesse de rotation de la roue et ainsi diminuer le débit aspiré et par conséquent la dépression à l'amont. La commande sera réalisée par un PID (Proportionnel Intégral Dérivé) qui est généralement intégré dans les variateurs de vitesses.

Détails de la solution :

Un variateur de vitesse est un composant électrique placé en amont des moteurs électriques permettant la variation de leur vitesse de rotation soit par commande fixe, soit par asservissement. Le variateur de vitesse absorbe l'énergie électrique du secteur, traite les signaux, et les renvoie au moteur électrique qui transforme l'énergie électrique à une énergie mécanique sous forme de couple au bout de l'arbre entraînant ainsi la machine en rotation.

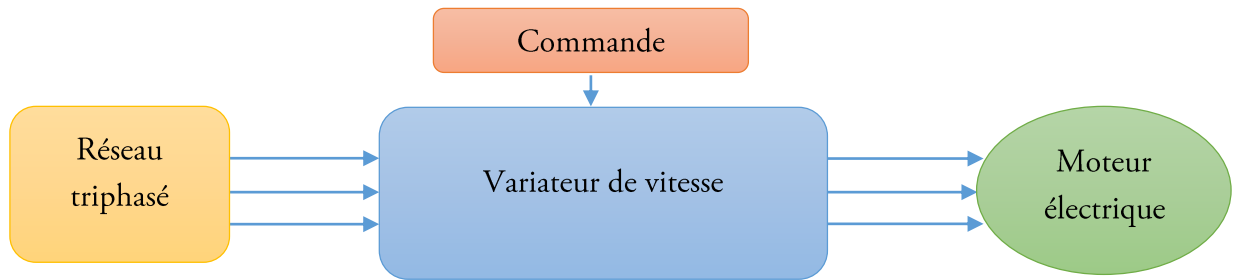


Figure 68: schéma simplifié du fonctionnement d'un variateur de vitesse

Pour changer la vitesse de rotation du moteur, il faut changer les caractéristiques du circuit, surtout la fréquence des signaux d'entrée pour les moteurs à courant alternatif, puisque la vitesse de rotation de ces moteurs est directement liée à la fréquence d'alimentation. Pour cela les variateurs de vitesse sont composés d'un module de puissance constitué d'un redresseur (alternatif vers continu), un filtre et un onduleur (continu vers alternatif).

Les avantages de l'utilisation d'un variateur de vitesse dans une installation sont nombreux, nous citons quelques-uns ci-dessous :

- Protection et préservation du système contre les défaillances
- Diminution de besoin de maintenance
- Economie d'énergie, la puissance est une fonction croissante avec la vitesse de rotation. Par conséquent la réduction de la vitesse de rotation va entraîner une réduction de la puissance consommée.

A côté d'un variateur de vitesse, il faudra implanter une boucle de régulation de la pression à l'amont du ventilateur. Cela consiste à installer un capteur de pression à l'amont, le lier avec la boucle de régulation et envoyer la commande au variateur de vitesse qui va augmenter ou diminuer la vitesse de rotation pour garantir une pression stable à l'amont.

Il existe plusieurs solutions possibles pour la réalisation de la commande : PID (Proportionnel Intégral Dérivé), automate programmable, microcontrôleur ou autres. Nous choisissons la commande par PID pour les raisons suivantes :

- Cette solution ne coute pas cher ;
- La modélisation et l'identification des paramètres de fonctionnement est relativement facile ;
- Il existe des variateurs de vitesse avec des PID inclus ;

Un régulateur PID permet de pouvoir corriger dans un délai convenable l'écart qui existe entre une consigne process (pression dans notre cas) et son retour mesure associé en augmentant ou diminuant la sortie process et ce, par l'intermédiaire de 3 paramètres principaux appelés gains (gain Proportionnel, gain Intégral, gain Dérivé), lesquels peuvent accélérer, retarder et stabiliser cette correction.

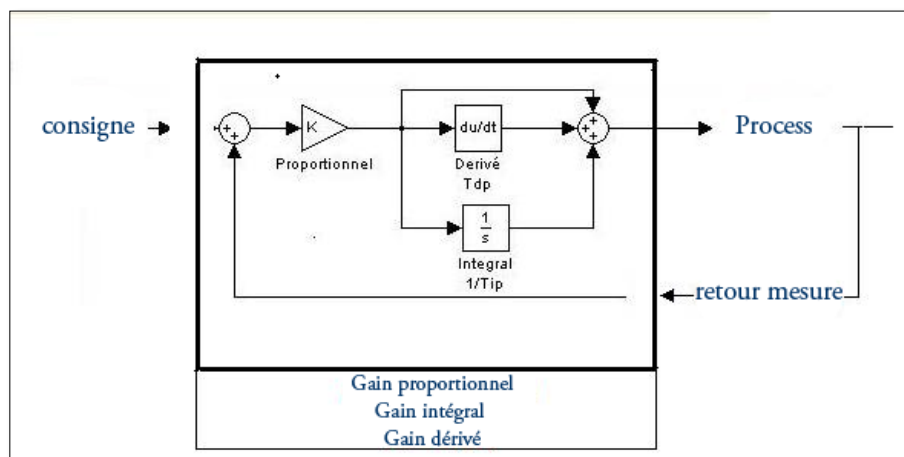


Figure 69: schéma typique d'un régulateur PID en boucle fermée

Le PID cherche à réduire l'écart entre le retour mesure et la consigne en augmentant ou diminuant la sortie process :

- Si la valeur du retour mesure est supérieure à la valeur de la consigne, l'écart est positif et le régulateur PID du variateur va faire en sorte de ralentir le moteur.
- A l'inverse, Si la valeur du retour mesure est inférieure à la valeur de la consigne, l'écart est négatif et la régulateur PID du variateur va faire en sorte d'accélérer le moteur

Dans notre approche, nous allons utiliser seulement un PI (Proportionnel Intégral) puisqu'il est plus simple à configurer et il permettra d'aboutir au résultat désiré.

Le réglage des paramètres se fait dans un premier temps en boucle ouverte. Il existe plusieurs méthodes d'identification des paramètres d'un PI, nous citons à cet égard la méthode de Strejc et celle de Broida

utilisées toutes les deux pour les systèmes modélisés par un modèle de premier ordre, donc la réponse est apériodique (ne présente pas de dépassement).

Nous choisissons d'utiliser la méthode de Broida pour l'identification des paramètres du modèle qui est une fonction de transfert de premier ordre :

$$G(p) = \frac{k.e^{-\tau p}}{(1+T.p)}$$

Où :

K : est le gain statique

T : la constante de temps

τ : le retard

L'identification se fait par mesure expérimentale de la pression en fonction de la vitesse de rotation du moteur. Puisque nous ne disposons pas d'un variateur de vitesse ni d'un capteur de pression, nous ne pouvons pas établir la courbe de la réponse du système [Pression = $f(t)$]. Nous allons nous contenter de montrer comment déterminer les paramètres de la boucle par la méthode de Broida supposant que les moyens de mesure existent.

La méthode de Broida consiste à ajuster les paramètres T et τ pour que les courbes de réponse du modèle et du système aient deux points communs judicieusement choisis.

Les points communs choisis par Broida correspondent respectivement à 28% et 40% de la valeur finale permanente. Ces mesures correspondent au temps que nous nommons t_1 et t_2 .

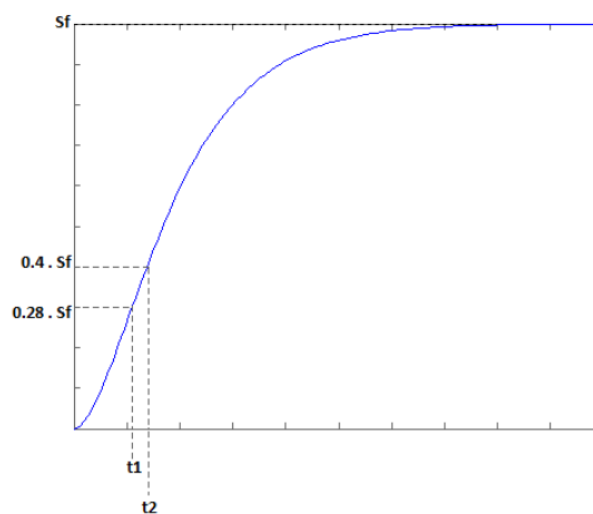


Figure 70: réponse indicielle du système en fonction du temps (pression à l'amont = $f(t)$ dans notre cas)

Le modèle de Broida donne les points C1 et C2 pour les dates suivantes :

$$s(t_1 - \tau) = K.E.(1 - e^{-(t_1 - \tau)}) = 0.28 K.E. \longrightarrow t_1 - \tau = 0.328 \cdot T$$

$$s(t_2 - \tau) = K.E.(1 - e^{-(t_2 - \tau)}) = 0.40 K.E. \longrightarrow t_2 - \tau = 0.510 \cdot T$$

Donc : $T = 5,5(t_2 - t_1)$ et $\tau = 2,8t_1 - 1,8t_2$

I.4. L'équilibrage de la roue du ventilateur : solution pour contrer le balourd

Un rotor est parfaitement équilibré si son axe principal d'inertie se confond avec son axe de rotation. Cependant l'équilibre du rotor est souvent perturbé et affecté d'un balourd qui engendre une répartition irrégulière de la masse et par conséquent modifie la position de l'axe principal d'inertie, la raison pour laquelle l'équilibrage des rotors est une solution incontournable qui vise à améliorer la répartition des masses de telle manière que les forces centrifuges autour de l'axe de rotation (balourd) ne génèrent pas des niveaux vibratoires qui peuvent surtout atteindre des seuils intolérables.

En pratique plusieurs défauts peuvent apparaître sur un même rotor mais ils ont pour effet de déplacer le centre de gravité G.

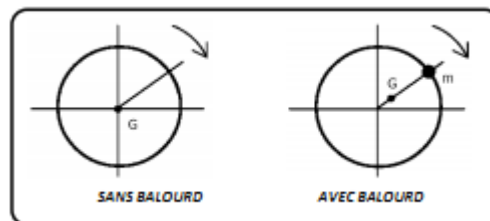


Figure 71: centre de masse d'un rotor avec et sans balourd

Il existe plusieurs normes qui traitent l'opération de l'équilibrage, et plusieurs sociétés se spécialisent dessus. Nous citons parmi les normes existantes :

- La norme ISO 14694:2003 : Ventilateurs industriels -- Spécifications pour l'équilibrage et les niveaux de vibration.
- La norme AFNOR E90-002 : vibration et chocs mécaniques – vocabulaire de l'équilibrage.

A. Types de balourds

- Balourd statique : dans lequel l'axe principal d'inertie et l'axe de rotation sont parallèles mais pas confondus.

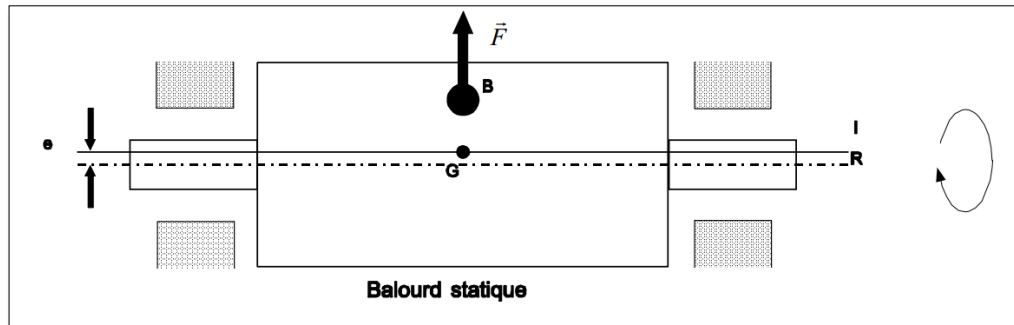


Figure 72: balourd statique

- Couple de balourd : dans ce type, l'axe principal d'inertie forme un angle non-nul par rapport à l'axe de rotation, et leur intersection coïncide avec le centre de masse.

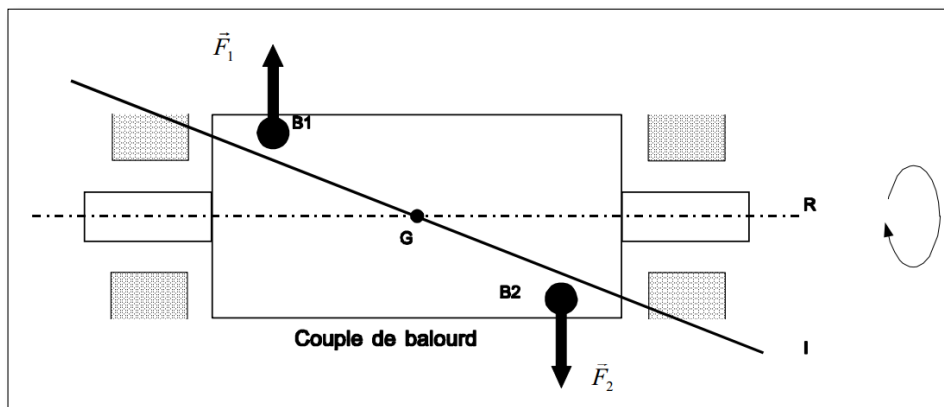


Figure 73: Couple de balourd

- Balourd dynamique : c'est la conjonction entre les deux types de balourd déjà mentionnés : l'axe principal d'inertie forme un angle non nul par rapport à l'axe de rotation, mais leur intersection ne coïncide pas avec le centre de masse.

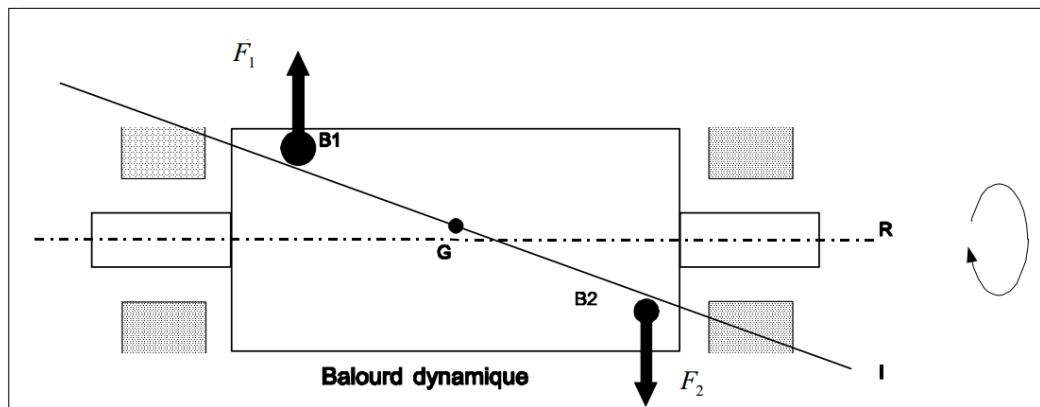


Figure 74: balourd dynamique

Le type de balourd avec lequel nous avons travaillé tout au long de ce projet est le balourd statique. Nous justifions ce choix par trois faits :

- l'épaisseur de la roue est faible
- l'effet centrifuge (aspiration axiale et refoulement radial) impose que le dépôt de poussière soit plus accentué sur le côté de la roue qui fait face à l'aspiration et de façon beaucoup moindre sur l'autre côté.
- Des entrevues avec des personnels du service de maintenance nous indiquent que les interventions de nettoyage sur les ventilateurs d'assainissement montrent l'existence des balourds statiques seuls.

B. Types d'équilibrage

L'équilibrage peut être réalisé sur machine ou sur le site. Les ventilateurs sont des machines lourdes et le transport de leur rotor est délicat. C'est pour cela que les interventions d'équilibrage se font généralement sur le site. En plus l'équilibrage sur site permet d'arriver aux fins sans avoir à démonter le rotor si ce n'est pas nécessaire pour d'autres opérations d'entretien, et de réaliser l'équilibrage dans les conditions de fonctionnement (liaisons avec les paliers) ce qui est plus fiable et plus précis.

C. Equilibrage statique ou sur plan

Le balourd statique d'un ventilateur peut être éliminé par une correction de masse dans un seul plan radial. Pour déterminer le balourd, il suffit généralement de relever les vibrations qui se manifestent sur

un palier. Ce type de correction est généralement établi dans les ventilateurs minces comme il est le cas pour les ventilateurs d'assainissement C07 et C08.

D. Opération de l'équilibrage

L'équilibrage d'un rotor passe essentiellement par deux opérations : la mesure du balourd puis l'élimination du balourd par compensation (apport ou enlèvement de matière).

Avant de mesurer le balourd, on procède d'abord par une opération de préparation qui consiste à graduer le rotor et le diviser sur des parties. Le nombre de parties dépend du problème posé.

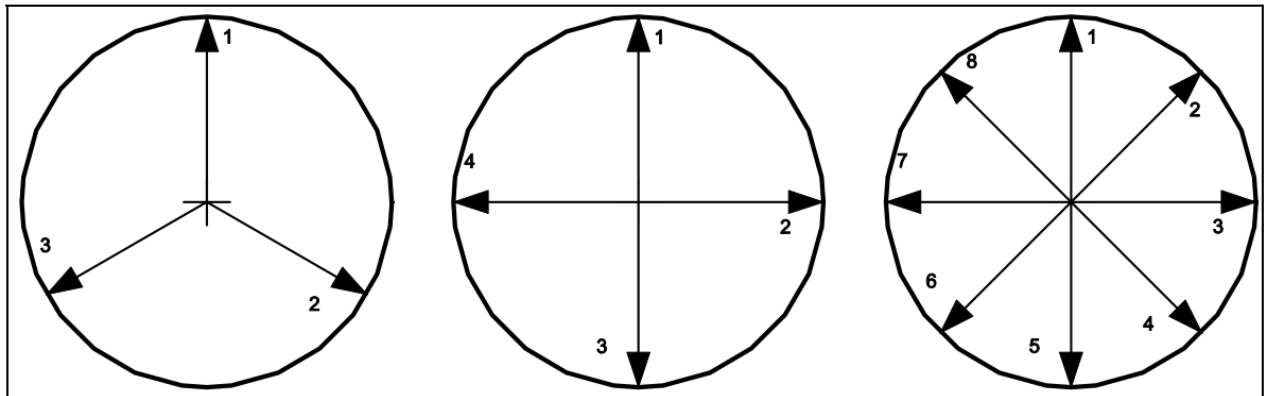


Figure 75: subdivision du rotor

Dans le cas des ventilateurs, le nombre de divisions prises est en général égal au nombre de pales sur la roue puisqu'il est plus facile de repérer les angles de subdivision en comptant les pales passées en tournant le rotor.

Les autres opérations de préparation sont présentées par la société Bruel & Kjaer Vibro :

- Le capteur de vibration est placé sur le palier le plus proche du plan de compensation, dans la direction la plus sensible.
- Un capteur de référence de phase est également installé.
- La vitesse de rotation doit être maintenue constante.
- Il faut préparer un procès-verbal de mesure, sur lequel seront consignés tous les résultats.
- L'appareil de mesure doit posséder un filtre en bande fine calé à la fréquence de rotation.

E. Le déroulement de l'équilibrage

L'équilibrage est réalisé en suivant trois étapes décrites brièvement comme suit :

- 1- Mesurer le balourd : on réalise un lancer initial du balourd et on mesure les vibrations synchrones au niveau des paliers supportant le déséquilibre du rotor dû à la distribution inconnue du balourd.
- 2- Fixer sur le rotor à un emplacement prédéfinis une masse d'essai de valeur connue et prendre des mesures (tarage).
- 3- Lancer les calculs pour définir la valeur de la masse correctrice et sa position d'emplacement sur le rotor.

Les détails de l'opération sont décrits comme suit :

Deux lancers de mesure sont nécessaires. Des lancers supplémentaires peuvent être réalisés pour vérifier la reproductibilité des mesures.

Premier lancer :

- lancer la machine à la vitesse d'équilibrage choisie.
- Mesurer le module et la phase de la vibration due au balourd initial. Par exemple : 100um à 120°
- Arrêter la machine

Deuxième lancer :

- Fixer sur le rotor à un emplacement déterminé, une masse de tarage de valeur connue dans le plan prévu pour la compensation. Par exemple 100g à R=600mm à 90°.
- Lancer la machine à la vitesse d'équilibrage.
- Mesurer le module et la phase de la vibration due au balourd résultant. Exemple : 60um à 240°.
- Arrêter la machine
- Retirer la masse

Après les mesures, l'appareil utilisé pour mesurer les vibrations et réaliser l'équilibrage effectue des calculs pour déterminer la masse et la phase que doit être ajoutée pour équilibrer la roue du ventilateur.

NB : il existe des applications pour les smart phones sur les systèmes Android qui permettent d'effectuer les calculs pour la détermination de la masse et de la phase en lui fournissant les données des premier et deuxième lancers.

I.5. Solutions relatives à la corrosion

Nous avons trouvé que la corrosion nuit à l'intégrité des matériaux constituant les roues centrifuges, et par la suite accélère le phénomène de la propagation des fissures. Nous proposons donc des solutions qui ont pour objet la limitation de l'effet de la corrosion sur les roues centrifuges :

- La première solution consiste à agir sur le matériau des roues centrifuges. Du fait que le milieu contient des éléments corrosifs tel que l'acide chlorhydrique et le fluor à une température à l'environ de 60°C. Une première amélioration sera de changer les roues qui restent en 316L en des roues en 904L (X1NiCrMoCu25-20-5/1.4539) puisqu'il résiste légèrement mieux à l'attaque de l'acide chlorhydrique et du fluor que le 316L. Si avec ce changement, la cinétique de la corrosion se trouve encore élevée, il faut penser à utiliser des alliages de type Inconel parmi lesquels l'alliage 625 contenant 22% de chrome, 62% de nickel, 9% de molybdène et des additions de niobium et de tantale. Le coût des roues va augmenter considérablement suite au coût du matériau et au coût des procédés de soudage Inconel qui sont très chers mais la durée de vie des ventilateurs se prolongera et leurs maintenance, leurs arrêts et par conséquent les pertes en production seront moins fréquents.
- La deuxième solution consiste à éliminer le milieu aqueux qui déclenche la corrosion électrochimique. Nous avons expliqué comment des microfissures apparaissent dans la roue suite à la fatigue. Le lavage de la roue par les buses d'arrosage ralenti la formation du balourd dans la roue mais par contre entraîne la création d'une solution corrosive qui met en danger la résistance de la roue. La majorité du liquide de lavage est propulsée hors de la roue par effet centrifuge lors de la rotation de la roue, mais il reste du liquide coincé dans les fissures créées à cause de la fatigue formant des crevasses.
La solution que nous proposons est d'envoyer un débit de vapeur d'eau à haute température pour évaporer l'eau coincé dans les crevasses après chaque opération de lavage de la roue. Ceci va engendrer une augmentation de la température de la roue temporairement mais va éliminer le milieu aqueux qui est la source de la corrosion électrochimique.
- La troisième solution consiste à diminuer le débit de la poussière aspirée par la roue. Ceci remet en question le rendement et le dimensionnement des cyclones utilisés en amont des ventilateurs pour récupérer une partie de la poussière, la recycler et la réutiliser dans le granulateur. Suite à la grande densité de la masse gazeuse, il convient de réaliser un autre projet focalisé sur les

cyclones pour voir s'ils fonctionnent correctement et s'ils sont bien dimensionnés pour les cadences de production de JFC V. Il convient dans la même perspective d'installer des filtres pour la récupération de la poussière d'engrais pour augmenter la période de création des balourds et pour garantir un fonctionnement des ventilateurs dans une densité proche de celle conseillée par le constructeur.

Comparaison entre les solutions relatives à la fatigue et à la dépression

Nous avons proposé 4 solutions pour la résolution de deux premiers problèmes :

- Pour contrer la rupture par fatigue, nous avons proposé deux solutions :
 - Nouvelle conception : bride de transmission avec des boulons et clavettes
 - Ajout de raidisseurs entre le cône et le moyeu
- Pour contrer l'augmentation de la dépression en amont des ventilateurs, nous avons proposé aussi deux solutions :
 - Régulateur de dépression mécanique
 - Variateur de vitesse avec boucle de régulation

Parmi ces solutions nous choisissons une seule pour la résolution de chaque problème. Pour cela nous effectuons une comparaison par le diagramme de Kiviat appelé aussi diagramme en étoile. Ce diagramme consiste à comparer deux ou plusieurs solutions selon plusieurs critères. Les critères que nous allons choisir pour trancher dans les solutions sont les suivants :

- Cout, maintenance, mise en œuvre, performance, durée de vie.

A chaque critère nous attribuons une note de 1 à 10.

Relativement aux solutions : bride de transmission et ajout de raidisseurs

Critère	Bride de transmission	Raidisseurs
Coût	4	9
maintenance	6	8
mise en œuvre	6	8
performance	8	8
durée de vie	7	7
Total	31	40

Tableau 18 : comparaison entre les solutions du problème de la rupture par fatigue

Diagramme de Kiviat comparant les solutions du problème de la rupture par fatigue :

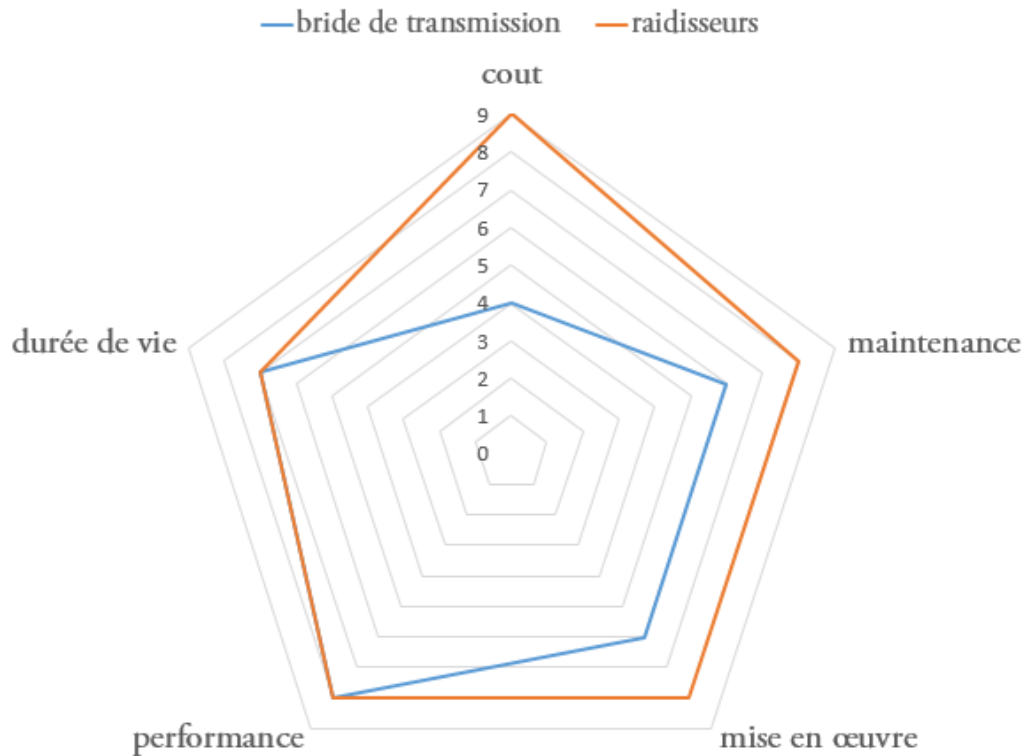


Figure 76: diagramme Kiviat, comparaisons des solutions du problème de rupture par fatigue

D'après la comparaison, nous retenons la solution des raidisseurs puisqu'elle présente un score meilleur que celui de la bride.

Relativement aux solutions : régulateur mécanique et variateur de vitesse

Critère	régulateur de dépression	variateur de vitesse
Coût	8	3
maintenance	6	8
mise en œuvre	8	5
performance	6	7
durée de vie	7	7
Total	35	30

Tableau 19: comparaisons des solutions du problème de rupture par fatigue

Diagramme de Kiviati comparant les solutions du problème de la rupture par fatigue :

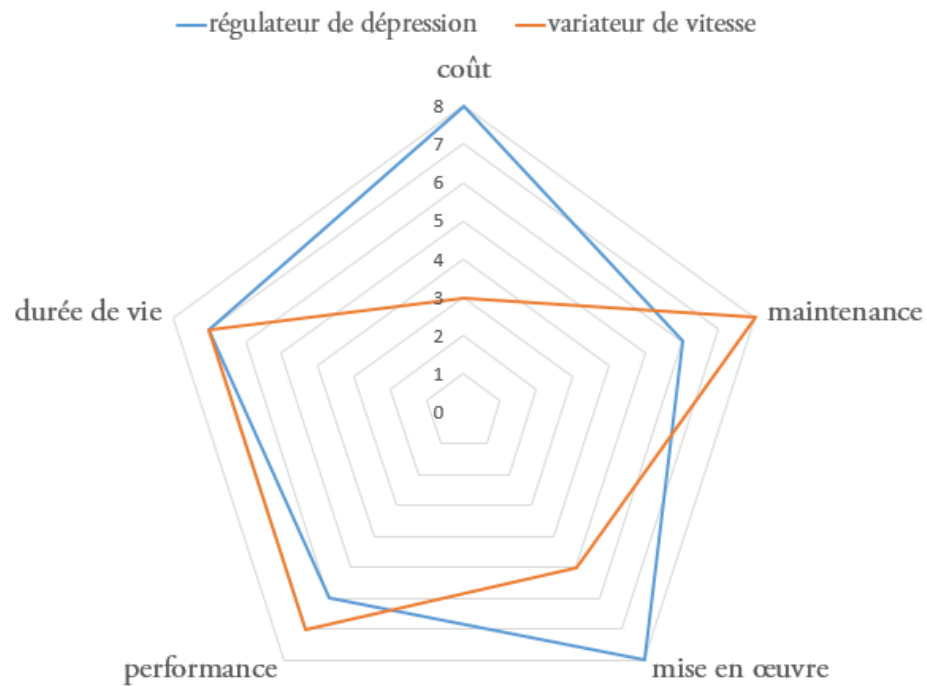


Figure 77: comparaison entre les solutions du problème d'augmentation de la dépression

D'après la comparaison, nous retenons la solution du régulateur mécanique de pression.

Conclusion

Nous avons présenté plusieurs solutions dans ce chapitre pour résoudre les causes de fissuration que nous avons relevées. Toutefois les solutions définitives que nous avons choisies sont les suivantes :

- Les raidisseurs pour la résistance à la fatigue ;
- Le régulateur de pression pour la régulation de la dépression à l'amont du ventilateur ;
- D'autres solutions préventives : l'équilibrage de la roue contre le balourd.

Ces solutions sont choisies en se basant sur le coût, la facilité de mise en œuvre, la maintenabilité, la durée de vie et la performance des solutions.

Les raidisseurs permettent d'augmenter la résistance du rotor vis-à-vis de la fatigue suite aux efforts cycliques, et ainsi d'augmenter théoriquement la durée de vie des ventilateurs à un taux jusqu'à 380% par rapport à la durée de vie réelle. Ces raidisseurs sont faciles à réaliser et ne coûtent pas cher.

Quant à la protection contre le phénomène de pompage des ventilateurs, la solution du régulateur de dépression est la plus convenable puisque son coût de réalisation est largement inférieur à celui du variateur de vitesse qui nécessitera en plus de son coût une installation délicate.

Conclusion générale

Ce projet effectué au sein de l'OCP a comme objet : l'étude des causes de fissuration des ventilateurs d'assainissement C08 qui constituent un élément d'une importance capitale dans les lignes de production d'engrais 306 et 307. Pour résoudre le problème de fissuration, nous avons adopté la méthode RDP en suivant plusieurs étapes :

En premier lieu nous avons utilisé des outils permettant de cerner globalement le problème : 5G et QQQQCCP, ainsi que d'autres outils qui permettent de se focaliser sur les composants critiques ainsi que causes racines de défaillance des ventilateurs en question : AMDEC, 5M et les 5 pourquoi.

L'implantation de ces outils nous a permis de définir le rotor comme étant l'élément le plus sollicité aux défaillances, et de regrouper les causes de ces défaillances en quatre causes majeures :

- Fatigue des joints soudés constituant la liaison entre la roue et le moyeu ;
- Non-respect des paramètres de fonctionnement conçus par le constructeur ;
- La corrosion ;
- Les défauts de soudage

Après avoir décelé les causes racines nous avons entamé une analyse de ces causes une par une afin de comprendre les mécanismes derrière la formation des fissures et leur propagation ainsi que l'apport de chaque cause à l'effet global (fissuration des rotors). Ensuite nous avons établi une étude numérique pour analyser la résistance du ventilateur vis-à-vis des efforts statiques et dynamiques, et nous avons pu détecter, suite à ces analyses, les zones critiques. Pour ce faire, nous avons réalisé un modèle CAO du ventilateur sur le logiciel Solidworks, puis une analyse numérique par la méthode des éléments finis est abordée grâce aux logiciels : ANSYS Workbench et nCode Designlife pour avoir une estimation de la durée de vie contre la fatigue.

En dernier lieu nous avons proposé trois types de solutions qui tournent autour de l'amélioration de la conception de la roue et la liaison roue/arbre, la conservation des conditions de fonctionnement idéal, ainsi que des mesures de prévention ou de protection contre la corrosion. Nous avons étudié ces causes, préservé celles qui présentent les meilleures caractéristiques et proposé des méthodes d'implémentation pour les solutions retenues.

Les solutions retenues permettent d'éradiquer certaines causes de fissuration et d'atténuer le risque d'autres causes. Nous avons arrivé théoriquement à dépasser l'objectif visé en début de projet (augmentation de 50% de la durée de vie). En effet, en éradiquant la cause du phénomène de pompage, en augmentant la résistance de la roue et en effectuant l'équilibrage de la roue à chaque fois que des anomalies se présentent au niveau des vibrations, les ventilateurs doivent arriver à la durée de vie nominale déclarée par le constructeur qui dépasse 10 ans.

Bibliographie

- Alain Boulenger, Chrestian Pachard. Analyse vibratoire en maintenance : surveillance et diagnostique des machines. 3^{ème} édition, Dunod.
- Marc Thomas, Frédéric Laville. Simulation des vibrations mécaniques par Marlab, Simulink et Ansys.
- Yung-Li Lee, Jwo Pan, Richard Hathaway, Mark Barkey. Fatigue testing and analysis, Theory and practice. Elsevier Butterworth–Heinemann, 2005.
- Val S. Lobanoff, Robert R. Ross, Centrifugal pumps, Design and application. Second Edition, Butterworth–Heinemann, 1992.
- Serge Boulot, Bloc maîtrise de l'outil de production. Module Résolution De Problèmes et Culture d'Entreprise. Management industriel OCP, 2012.
- Manuel constructeur, tomes 1/1 et 1/2. Ventilateurs C08/C08, Howden.
- R. Barry Dooley and albert Bursik. Corrosion-fatigue. PowerPlant Chemistry, 2009.
- Groupe OCP. « Rapport annuel ». [En Ligne]. 2012.
http://www.ocpgroup.ma/sites/default/files/alldocs/Rapport_annuel_OCP_2012_3.pdf
- Groupe OCP. « Rapport annuel ». [En Ligne]. 2013.
http://www.ocpgroup.ma/sites/default/files/Rapport_Activite_2013_VF.pdf
- Malcolm J. McPherson, Centrifugal Fans, chapter 10, 2009.
- I. Howitt. Centrifugal and axial Flow fan applications and design critetia. Howden Parsons Limited, 1999.
- Triple SuperPhosphate. International Plant Nutrition Institute. N°14, Ref #14-10074
- Monoammonium Phosphate. International Plant Nutrition Institute. N°9, Ref #9-10069
- Diammonium Phosphate. International Plant Nutrition Institute. N°17, Ref. #17-11040
- Plan d'ensembles et de définition des ventilateurs C08 et leurs éléments, Howden.
- Synoptique du process de fabrication des Engrais, JFC V, 2012.
- B. Grosgeat et P. Colon. « La corrosion ». Société Francophone de Biomatériaux Dentaires, 2009-2010.
- Pierre-Jean Cunat. Aciers inoxydables, propriétés et résistance à la corrosion. M 4 541 – 1, Techniques de l'ingénieur, traité matériaux métalliques.
- Bruer & Kjaer Vibro, Maintenance conditionnelle.
- DesignLife Theory Guide, AN-NC-DL-TH 14.50.081, 2014, HBM nCode.